

Fachhochschule
Südwestfalen

University of Applied Sciences



**Deutsches Zentrum
DLR für Luft- und Raumfahrt**

Fachbereich Ingenieur- und Wirtschaftswissenschaften

Standort Meschede

Studiengang Maschinenbau BPO16

B a c h e l o r a r b e i t

Thermisch-mechanische Optimierung eines Sekundärreflektors

von

Patrick Gerkamp

Matrikel-Nr.: 10054137

Betreuer:

Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Wiest

Dipl. Ing. Ralf Uhlig

Eingereicht am 09.06.2020



Deutsches Zentrum
DLR für Luft- und Raumfahrt

Abstract

Secondary reflectors are flat, high-temperature mirrors that are attached to the top and bottom of the absorber of a solar power tower plant. They are used to further focus the incoming radiation and are exposed to high radiation flux densities. In this work, a concept for passive and active air cooling of these secondary reflectors was developed, dimensioned and thermally analyzed. Since the used mirror coatings are only stable up to approx. 400°C, it is examined at which reflectivity the developed concepts exceed this maximum temperature. The influence of the aiming offset and the flow velocity are examined using thermal, parametric FEM simulations. Based on the reflectance of current coatings, it can be shown that passive cooling of the secondary reflectors is only possible to a limited extent, which is why active cooling is recommended. Since the lower reflector experiences significantly lower flux densities, an adapted aiming strategy is proposed, which allows a more even load spread between the two reflectors. Based on the results of the thermal analysis, a design for the supply of cooling air was developed and optimized. To determine the electrical power consumption, the performance curve of the developed design was determined and the total power consumption roughly estimated.

Zusammenfassung

Bei Sekundärreflektoren handelt es sich um flache Hochtemperaturspiegel, die ringförmig am oberen und unteren Rand des Absorbers eines Solarturmkraftwerkes angebracht werden. Sie dienen der zusätzlichen Fokussierung der eintreffenden Strahlung und sind hohen Strahlungsflussdichten ausgesetzt. Innerhalb dieser Arbeit wurde jeweils ein Konzept zur passiven und aktiven Luftkühlung dieser Sekundärreflektoren entwickelt, dimensioniert und thermisch analysiert. Da die eingesetzten Spiegelbeschichtungen nur bis ca. 400°C beständig sind, wird untersucht ab welcher Reflektivität die entwickelten Konzepte diese Maximaltemperatur überschreiten. Dabei wird der Einfluss des Aiming Offsets sowie der Strömungsgeschwindigkeit mithilfe von thermischen, parametrischen FEM Simulationen untersucht. Ausgehend von dem Reflexionsgrad aktueller Beschichtungen zeigt sich, dass eine passive Kühlung der Sekundärreflektoren nur bedingt möglich ist, weshalb aktive Kühlung empfohlen wird. Da der untere Reflektor deutlich geringere Flussdichten erfährt, wird eine angepasste Zielpunktstrategie vorgeschlagen, die eine gleichmäßigere Belastung der Reflektoren ermöglicht. Basierend auf den Ergebnissen der thermischen Analyse wurde ein Design zur Kühlluftzufuhr entwickelt und strömungsmechanisch optimiert. Zur Ermittlung der elektrischen Leistungsaufnahme wurde die Leistungskennlinie des entwickelten Designs erstellt und die Gesamtleistungsaufnahme grob abgeschätzt.

Inhaltsverzeichnis

Abstract	II
Zusammenfassung	III
Inhaltsverzeichnis	IV
Abbildungsverzeichnis	VII
Tabellenverzeichnis	IX
Abkürzungen	X
Nomenklatur	X
Notation	XI
1 Einleitung	1
1.1 Problemstellung.....	1
1.2 Zielsetzung	3
1.3 Vorgehensweise	3
1.4 Detailvorstellung des Sekundärreflektor-Konzepts	4
1.4.1 Bestehende thermische Analyse	6
1.4.2 Leistungsbewertung.....	6
1.5 Ähnliche Konzepte	7
1.6 Rahmenbedingungen	9
2 Voruntersuchung der thermischen Einflüsse	10
2.1 Auftretende Wärmeströme	10
2.2 Absorbierte Solarstrahlung.....	11
2.3 Konvektive Wärmeübertragung	14
2.3.1 Ebene, geneigte Wand mit Wärmeabgabe nach unten	15
2.3.2 Ebene, geneigte Wand mit Wärmeabgabe nach oben	15
2.3.3 Geneigter, einseitig beheizter Kanal	15
2.3.4 Erzwungene, turbulente Konvektion im Kanal	16
2.3.5 CFD Simulation der erzwungenen, turbulenten Konvektion im Kanal	16
2.4 Wärmestrahlung	18
2.5 Abschätzung der auftretenden Wärmeströme	18
2.6 Untersuchungen zum Kamineffekt.....	21

2.6.1	Vergleich der Strahlungsabgabe von planparallelen Platten und freien Flächen ..	22
2.6.2	Vergleich der Wärmeübertragung durch freie Konvektion an planparallelen Platten und freien Flächen	23
3	Entwicklung weiterer Kühlkonzepte	27
3.1	Erste Konzeptideen	27
3.1.1	Unverarbeitetes Blech	28
3.1.2	Unverarbeitetes Blech mit Distanzelementen	28
3.1.3	Versteifungsrippen	28
3.1.4	Profilbleche	29
3.1.5	Geschlossener Kanal	29
3.1.6	Rückseitig geöffneter Kanal	30
3.2	Auswahl des Fertigungsverfahrens	30
3.3	Morphologischer Kasten	31
3.4	Bewertung der Teillösungen	33
4	Dimensionierung der kühlenden und tragenden Struktur	36
4.1	Grundfläche der Kühlelemente	36
4.2	Biegeradien und Materialstärke	37
4.3	Mechanische Dimensionierung der kühlenden Struktur	38
4.3.1	Ermittlung der Windlast	38
4.3.2	Maximale Elementbreite	38
4.3.3	Maximale Elementlänge	40
4.4	Grobkonstruktion der tragenden Struktur	41
4.5	Belastbarkeitsnachweis der tragenden Struktur	42
4.5.1	Statische Last	42
4.5.2	Windlast	43
4.5.3	Ergebnisse	43
4.6	Materialaufwand	45
5	Thermische Analyse	45
5.1	Aufbau des thermischen FEM Modells	45
5.2	Simulationsergebnisse	46
5.3	Minderung des Reflexionsgrades durch Verschmutzungen	49

5.4	Auswertung der Ergebnisse.....	50
5.4.1	Oberer Reflektor.....	50
5.4.2	Unterer Reflektor.....	51
5.4.3	Empfohlenes Konzept	51
6	Design der Kühlluftzufuhr	52
6.1	Konzeptvorstellung	52
6.2	Druckverlustermittlung	54
6.3	Leistungsaufnahme der aktiven Kühlung.....	56
6.3.1	Auswahl von Ventilator und Geometrie.....	56
6.3.2	Ermittlung der Leistungskennlinie	57
6.3.3	Abschätzung der Gesamtleistungsaufnahme.....	58
7	Fazit	59
7.1	Methodenkritik	60
7.2	Weitere Untersuchungen	60
7.3	Ausblick	62
	Literaturverzeichnis	XI
	Anhang 1: Anforderungsliste	XIII
	Anhang 2: Ergebnisse der Konzeptbewertung	XV
	Anhang 3: Maße der tragenden Struktur	XVII
	Anhang 4: Für thermische Simulation verwendete Werte	XVIII
	Anhang 5: Ergebnisse der thermischen Simulation	XIX
	Anhang 6: Ventilatordatenblatt	XXI
	Anhang 7: Leistungskennlinie der aktiven Kühlung	XXII
	Eidesstattliche Erklärung	XXIII

Abbildungsverzeichnis

Abb. 1: Schematische Darstellung eines Solarturmkraftwerks	1
Abb. 2: Kostenverteilung eines Solarturmkraftwerks am Beispiel einer 17MW Anlage in Spanien	2
Abb. 3: Vereinfachte Darstellung der Sekundärreflektoren und der Absorberpanele; Solarturm in Abbildung nicht dargestellt	5
Abb. 4: Sekundärkonzentrator des SOLTREC-II Projekts	8
Abb. 5: Aufbau des CSPonD Demo Projekts	9
Abb. 6: Auftretende Wärmeströme am oberen Sekundärreflektor	10
Abb. 7: Verteilung der Strahlungskonzentration auf dem Absorber beim Reference-Offset	12
Abb. 8: Verteilung des absorbierten Wärmestroms auf den Sekundärreflektoren	13
Abb. 9: CFD Modell des Kanals zur Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten bei aktiver Kühlung	17
Abb. 10: Verlauf der absorbierten Receiverstrahlung und der an die Umgebung emittierten Strahlung auf der reflektiven Seite der Reflektoren in Abhängigkeit von der Spiegeltemperatur	21
Abb. 11: Energiebilanz der Wärmeübertragung zweier planparalleler Platten	22
Abb. 12: CFD Modell der geneigten Wand	24
Abb. 13: CFD Modell des geneigten Kanals	25
Abb. 14: CFD Ergebnis der geneigten, überströmten Wand	25
Abb. 15: CFD Ergebnis des einseitig beheizten, geneigten Kanals	26
Abb. 16: Mögliche Umsetzung des Konzepts "unverarbeitetes Blech mit Distanzelementen"	28
Abb. 17: Zwei mögliche Umsetzungen des Konzepts "Versteifungsrippen"	29
Abb. 18: Mögliche Umsetzung des Konzepts "Profilbleche" am Beispiel von Trapezblechen	29
Abb. 19: Mögliche Umsetzung des Konzepts "geschlossener Kanal"	30
Abb. 20: Mögliche Umsetzung des Konzepts "Rückseitig geöffneter Kanal"	30
Abb. 21: Paarweiser Vergleich der Anforderungen	34
Abb. 22: Darstellung einer möglichen Umsetzung der Konzepte für passive und aktive Kühlung	36
Abb. 23: Anpassbarkeit verschiedener Grundflächen an die trapezförmigen Reflektorsegmente	37
Abb. 24: Spannungen und Verformungen eines Elements des unteren Reflektors bei einem Staudruck von 740 Pa	39
Abb. 25: Spannungsverteilung in Folge der Windlast eines Elements des unteren Reflektors mit einer Breite von 480 mm	40
Abb. 26: Anordnung der Kühlelemente mit 40 unterschiedlichen Elementen und 4 Gleichteilen am Beispiel eines Segments des oberen Reflektors	41
Abb. 27: Modell der tragenden Struktur eines Reflektorsegments	42
Abb. 28: Spannungsverteilung der tragenden Struktur am oberen Reflektor bei Lastfall 2	44
Abb. 29: Spannungsverteilung der tragenden Struktur am unteren Reflektor und Detailansicht des stärkst belasteten Bereichs	44
Abb. 30: FEM Modelle für passive und aktive Kühlung des oberen Reflektors	46
Abb. 31: Temperaturverteilung bei passiver und aktiver Kühlung mit 20 m/s bei einer Reflektivität von 90% und dem Referenz-Offset am ersten Element des oberen Reflektors	47

Abb. 32: Erforderliche Reflektivität der passiven Kühlung in Abhängigkeit vom Offset für den oberen und unteren Reflektor	48
Abb. 33: Erforderliche Reflektivität des aktiven Kühlkonzepts in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit bei verschiedenen Offsets für den oberen und unteren Reflektor.....	49
Abb. 34: Entwickeltes Konzept zur Kühlluftzufuhr am Beispiel des oberen Reflektors	52
Abb. 35: Vergleich der Strömungsbildung bei direkter Ventilatoranbringung und der Verwendung eines Konfusors	53
Abb. 36: Druckverlustkennlinien der beiden Ausführungen sowie die Ventilator Kennlinie des Modells W3G300-BV25-01	57
Abb. 37: Leistungskennlinie der aktiven Kühlung sowie resultierende Betriebspunkte verschiedener Ventilatoren bei Nenndrehzahl.....	58

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: <i>Vorgegebene, nicht beeinflussbare Größen</i>	9
Tabelle 2: <i>Verwendete Offset Werte</i>	13
Tabelle 3: <i>Für die Abschätzung der Wärmeströme verwendete Werte des Vergleichsfalls</i>	19
Tabelle 4: <i>Fallbeschreibung und resultierende mittlere Spiegeltemperatur</i>	20
Tabelle 5: <i>Aufführung der einzelnen Wärmeströme im Vergleichsfall</i>	20
Tabelle 6: <i>Eigenschaften der CFD Modelle</i>	24
Tabelle 7: <i>Ergebnisse der CFD Simulationen</i>	26
Tabelle 8: <i>Morphologischer Kasten für eine Laser-Kant-Konstruktion</i>	32
Tabelle 9: <i>Zusammensetzung der Lasten am oberen und unteren Reflektor</i>	43
Tabelle 10: <i>Parameter der thermischen Simulationen</i>	46

Abkürzungen

Abkürzung	Beschreibung
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
FEM	Finite Elemente Methode
ISE	Institut für Solare Energiesysteme
PSA	Plataforma Solar de Almeria

Nomenklatur

Begriff	Definition
Defokussierungsverluste	Wird am Receiver die maximale Flussdichte erreicht, wird Teil der Heliostate defokussiert, wodurch Energieverluste auftreten.
Heliostate	Bezeichnung für die am Boden befindlichen Spiegel, die das Sonnenlicht auf den Receiver reflektieren.
Kühlende Struktur	Als kühlende Struktur wird der Teil des Systems bezeichnet, der direkt in Verbindung mit den Reflexionsflächen steht und dessen primäre Aufgabe die Kühlung dieser ist.
Offset	Beschreibt wie weit die Fokuspunkte der Heliostate vom Äquator des Receivers abweichen. Hat einen großen Einfluss auf die resultierenden Flussdichten im Bereich der Sekundärreflektoren.
Reflektorelement	Kleinste Unterteilung des Reflektors, wird auch als Kühlelement bezeichnet.
Reflektorsegment	Besteht aus mehreren Reflektorelementen, 24 dieser Segmente bilden einen Reflektor.
Spillage	Verluste, die durch Strahlung hervorgerufen werden, die nicht den Receiver, sondern beispielsweise den Turm ober- und unterhalb des Receivers trifft.
Strahlungsflussdichte	Beschreibt die Strahlungsleistung pro Fläche, wird oft auch als Bestrahlungsstärke, Strahlungsstromdichte oder Wärmestromdichte infolge von Strahlung bezeichnet.
Tragende Struktur	Die tragende Struktur stellt ein stabiles Grundgerüst dar, an dem die Kühlelemente angebracht und sicher mit dem Solarturm verbunden werden können.

Notation

Zeichen	Einheit	Beschreibung
A	m^2	Querschnittsfläche
b	m	Breite
c_p	J/kgK	spezifische Wärmekapazität
c_p	-	Druckbeiwert
d	m	Kanalhöhe
d_h	m	hydraulischer Durchmesser
g	m/s^2	Erdbeschleunigung
h	m	Höhe
h_K	m	Höhe des Kanals
l	m	Länge
n	$1/\text{min}$	Drehzahl
Nu	-	Nusselt Zahl
p	Pa	Druck
P	W	Leistung
\dot{q}	W/m^2	Wärmestromdichte
\dot{Q}	W	Wärmestrom
Ra	-	Rayleigh Zahl
Ra_c	-	kritische Rayleigh Zahl
Re	-	Reynolds Zahl
T_A	$^{\circ}\text{C}$	Austrittstemperatur
T_m	$^{\circ}\text{C}$	mittlere Temperatur
T_{Rec}	$^{\circ}\text{C}$	Receivertemperatur
T_U	$^{\circ}\text{C}$	Umgebungstemperatur
T_W	$^{\circ}\text{C}$	Wandtemperatur
U	m	Umfang
v	m/s	Windgeschwindigkeit
\dot{V}	m^3/h	Volumenstrom
w	m/s	Strömungsgeschwindigkeit
z_0	m	Geländerauhigkeit
α	$\text{W/m}^2\text{K}$	Wärmeübergangskoeffizient
β	$1/\text{K}$	Isobarer Wärmeausdehnungskoeffizient
γ	$^{\circ}$	Neigungswinkel des Reflektors zur Vertikalen
Δp_v	Pa	Druckverlust
$\Delta \vartheta_{ln}$	K	logarithmische Temperaturdifferenz
ε_{Rec}	-	Emissionsgrad des Receivers
$\varepsilon_{Spiegel}$	-	Emissionsgrad der Spiegeloberfläche
ε_{Stahl}	-	Emissionsgrad von Edelstahl
ϑ_A	K	Austrittstemperatur
ϑ_E	K	Eintrittstemperatur
ϑ_m	K	mittlere Temperatur
κ	m^2/s	Temperaturleitfähigkeit (thermische Diffusität)
λ	W/mK	Wärmeleitfähigkeit
λ	-	Rohrreibungszahl
ν	m^2/s	kinematische Viskosität
ζ	-	Druckverlustbeiwert
ρ	kg/m^3	Dichte
σ	MPa	Spannung
φ	-	Sichtfaktor

1 Einleitung

1.1 Problemstellung

In Solarturmkraftwerken wird durch die Konzentration von Sonnenlicht Wärme erzeugt, welche dann mit Hilfe von thermodynamischen Kreisprozessen (Dampfprozess) zur Erzeugung von elektrischem Strom genutzt wird. Hierzu befinden sich in der Regel mehrere Tausend Spiegel, auch Heliostate genannt, rund um den Solarturm. Diese Heliostate können um zwei Achsen gedreht werden und verfolgen so die Bewegung der Sonne, um zu jedem Zeitpunkt möglichst viel Sonnenstrahlung auf den Solarturm konzentrieren zu können. Auf dem Solarturm befindet sich der Receiver, der die Strahlung zu großen Teilen absorbiert und die entstehende Wärme an ein Arbeitsmedium weitergibt (s. Abb. 1).

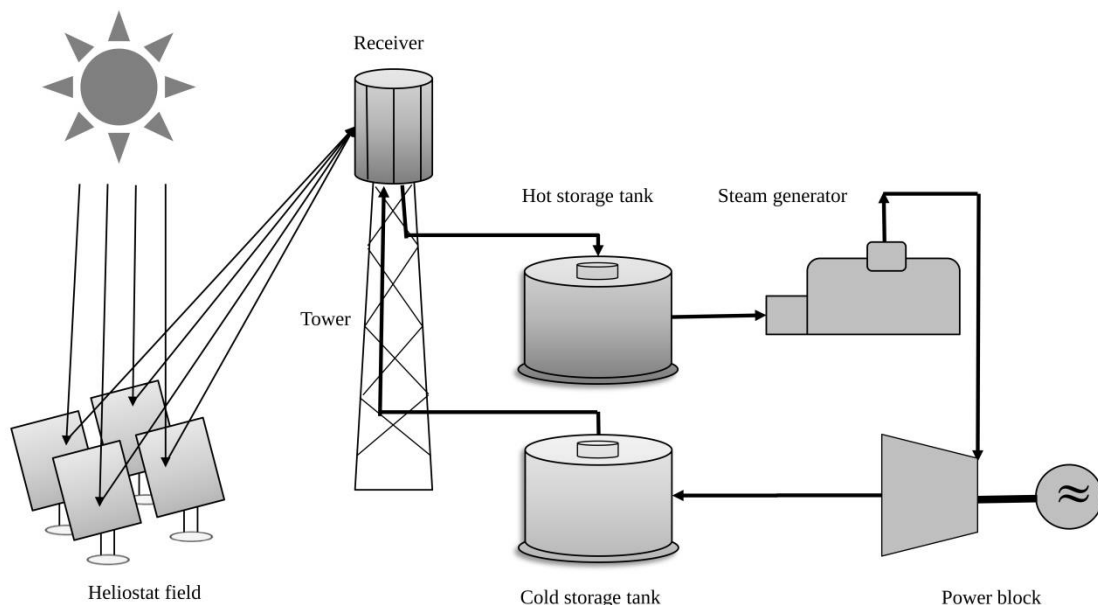


Abb. 1: Schematische Darstellung eines Solarturmkraftwerks (Li et al. 2016)

Solarturmkraftwerke bieten den Vorteil die erzeugte Energie thermisch speichern zu können. Bei Flüssigsalzkraftwerken wird dazu das erhitzte Salz in großen isolierten Tanks gespeichert und kann bei Bedarf jederzeit zur Erzeugung von Dampf genutzt werden. Diese Art der Energiespeicherung besitzt einen Speicherwirkungsgrad von 90-99% (BVES 2017) und ist somit effizienter als viele andere Energiespeichersysteme. Die Stromgestehungskosten von Solarturmkraftwerken liegen im weltweiten Vergleich im Jahr 2018 mit ca. 0,10-0,14 USD/kWh höher als zum Beispiel die von Photovoltaikanlagen mit 0,085 USD/kWh (IRENA 2019). Um die Stromerzeugung durch Solarturmkraftwerke attraktiver zu machen ist in erster Linie die Reduzierung der Stromge-

stehungskosten nötig. Dies kann entweder durch die Erhöhung der Leistung oder die Verringerung der Investitions- und Betriebskosten geschehen.

Betrachtet man die Investitionskosten der verschiedenen Komponenten eines Solarturmkraftwerkes, so zeigt sich, dass diese zum größten Teil durch das Heliostatenfeld und den Receiver hervorgerufen werden. Dies zeigt sich auch am Beispiel der Investitionskostenverteilung eines 17 MW Anlage in Spanien (s. Abb. 2). Das Thermal Conversion System, das hauptsächlich aus dem Receiver besteht, machte dort 25% der gesamten Investitionskosten aus.

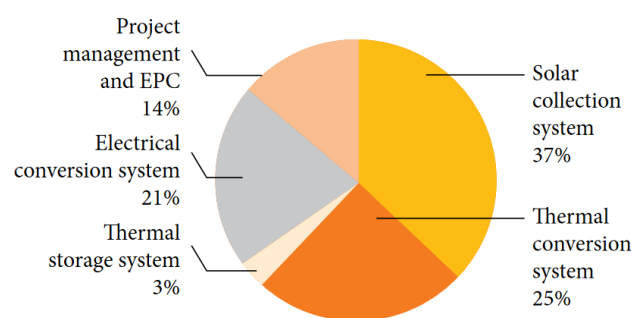


Abb. 2: *Kostenverteilung eines Solarturmkraftwerks am Beispiel einer 17MW Anlage in Spanien (Kulichenko 2013)*

Eine Möglichkeit zur Senkung der Receiverkosten ist die Verringerung der Receivergröße, da auf diese Weise sowohl der Materialaufwand als auch die thermischen Verluste verringert werden könnten. Die minimale Receivergröße wird jedoch durch optische Effekte limitiert, denn die am weitesten entfernten Heliostate erzeugen aufgrund der großen Entfernung zum Receiver ein sehr großes Abbild der Sonne auf dem Receiver. Je kleiner der Receiver also ausgeführt wird, desto weniger Strahlung kann genutzt werden. Die auf diese Weise verlorene Strahlungsenergie wird auch als Spillage bezeichnet.

Eine Maßnahme, die dennoch die Receivergröße und gleichzeitig die Spillage Verluste senken könnte, ist der Einsatz sogenannter Sekundärreflektoren. Dabei handelt es sich um Hochtemperaturspiegel, die ringförmig am oberen und unteren Ende des Receivers angebracht werden (s. Abb. 3). Auf diese Weise findet eine zusätzliche Fokussierung der Strahlung statt, wodurch die Höhe des Receivers verringert werden kann.

Durch die geringeren Spillage Verluste sowie die reduzierten thermischen Verluste aufgrund der kleineren Receiveroberfläche, wird mit einem Anstieg des Wirkungsgrads gerechnet (Schöttl et al. 2019).

Der Einsatz solcher Sekundärreflektoren wird durch die hohen Strahlungsdichten in der Nähe des Receivers erschwert. Damit das Konzept ohne aufwendige Wasserkühlung umsetzbar ist, müssen die Spiegel sehr hitzebeständig sein. Daher arbeitet das Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme (ISE) derzeit an der Entwicklung einer Beschichtung für Edelstahlbleche, die nach derzeitigem Stand einen Reflexionsgrad von 90% und eine Hitzebeständigkeit bis 400°C erzielt (Gledhill 2020). Trotz des hohen Reflexionsgrades wird aufgrund der hohen Strahlungsdichten immer noch Wärme im Bereich von mehreren kW/m^2 aufgenommen, welche durch aktive oder passive Kühlmaßnahmen abgeführt werden muss.

1.2 Zielsetzung

Im Zuge dieser Arbeit soll geprüft werden, ob eine Kühlung der Sekundärreflektoren durch passive Kühlung umsetzbar ist oder ob auf aktive Kühlung zurückgegriffen werden muss. In beiden Fällen soll dazu ein Design für die kühlende sowie die tragende Struktur entwickelt werden und basierend auf den auftretenden Lasten dimensioniert werden.

Um die Eignung der Konzepte zu ermitteln soll bestimmt werden bis zu welcher Reflektivität noch ausschließlich mit passiver Kühlung gearbeitet werden kann. Für niedrigere Reflektivitäten soll untersucht werden, wie viel elektrische Leistung für die aktive Kühlung aufgebracht werden muss. Die maximal zulässige Spiegeltemperatur wird dabei durch die thermische Belastbarkeit der Spiegelbeschichtung vorgegeben und liegt nach derzeitigem Stand bei 400°C.

Die wesentlichen Anforderungen an das zu entwickelnde Konzept wurden in Form einer Anforderungsliste festgehalten (s. Anhang 1).

1.3 Vorgehensweise

Zunächst findet eine Vorbetrachtung der auftretenden Wärmeströme statt. In dieser wird u.a. die Wärmeübertragung verschiedener Geometrien anhand von Korrelationen berechnet und die auftretenden Wärmeströme abgeschätzt. Es folgt die Entwicklung und Bewertung weiterer Kühlkonzepte mithilfe von systematischen und kreativen Methoden.

Anschließend wird jeweils das beste Konzept für passive und aktive Kühlung ausgewählt und auf thermische Eignung untersucht. Dafür wird jeweils ein thermisches FEM Modell erstellt, das alle relevanten Wärmeströme simuliert. Innerhalb der Simulationen findet dabei eine Variation der Reflektivität, des Offsets und der Strömungsgeschwindigkeit bei aktiver Kühlung statt. Auf diese Weise kann der Einfluss dieser Größen beurteilt werden.

Für das aktive Kühlkonzept wird basierend auf den zuvor ermittelten erforderlichen Strömungsgeschwindigkeiten ein Design für die Kühlluftzufuhr erstellt. Anhand des Druckverlustes finden eine Optimierung der Geometrie sowie die Ermittlung der elektrischen Leistungsaufnahme statt.

Des Weiteren wird ein Grobentwurf der tragenden Struktur entwickelt und dessen Belastbarkeit durch FEM-Simulationen nachgewiesen. Aufgrund der geringeren Komplexität der tragenden Struktur liegt der Fokus dieser Arbeit primär auf der kühlenden Struktur.

1.4 Detailvorstellung des Sekundärreflektor-Konzepts

Das Konzept der Sekundärreflektoren für externe Flüssigsalzreceiver wurde 2016 im Zuge des EU-Projektes RAISELIFE durch das Institut für Solarforschung des DLRs entwickelt.

Das Konzept wurde beispielhaft basierend auf einem Receiver bestehend aus 24 rechteckigen Panelen erstellt (s. Abb. 3). Der Receiver hätte nach herkömmlicher Bauweise eine Höhe von 18 m besessen, jedoch wird durch den Einsatz von Sekundärreflektoren eine Reduzierung auf 14,78 m erzielt. Die 24 Panele sind zu einem regelmäßigen 24-Eck angeordnet, wodurch der Querschnitt des Receivers näherungsweise kreisförmig ist. Der Außendurchmesser des Receivers beläuft sich dabei auf 26,8 m. Das Konzept sieht für die oberen Spiegel eine Länge von 6 m und eine Neigung von 19° relativ zur Horizontalen vor. Die unteren Spiegel besitzen hingegen eine Länge von 5 m bei einem Neigungswinkel von 45° . Die resultierende Spiegelfläche des Sekundärreflektors beläuft sich auf 1024 m^2 .

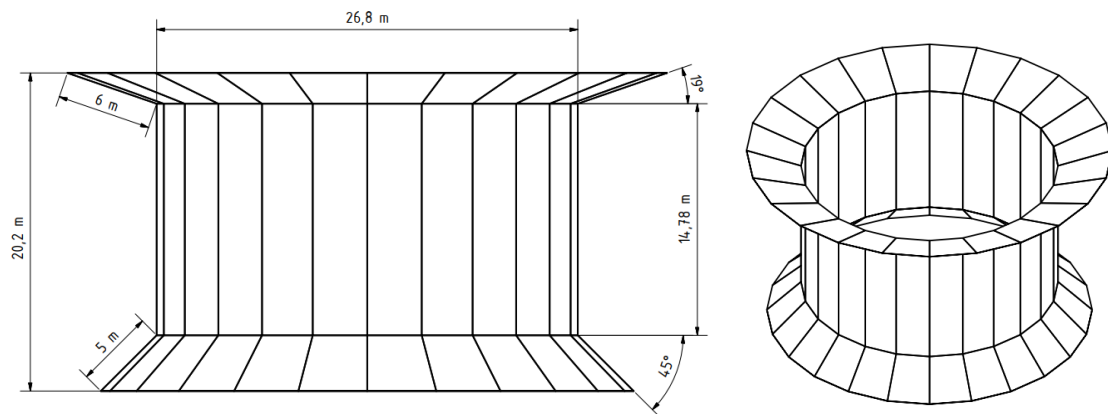


Abb. 3: Vereinfachte Darstellung der Sekundärreflektoren und der Absorberpanele; Solar-turm in Abbildung nicht dargestellt (Eigene Darstellung)

Bei den Spiegeln selbst handelt es sich um beschichtete Edelstahlbleche. Die Beschichtung wird vom Fraunhofer Institut für Solarenergie (ISE) entwickelt. Als Grundstoff kommt 1.4301 Edelstahl zum Einsatz, der mit einem Schichtsystem bestehend aus Silber und mehreren Barrierschichten beschichtet wird. Als Beschichtungsverfahren für die Silberschicht wird das Sputtern (auch Kathodenzerstäubung genannt) verwendet. Beim Sputtern erfolgt ein Verdampfen des Beschichtungsmaterials durch Ionenbeschuss. Das verdampfte Material wird dann durch ein elektrisches Feld auf die zu beschichtende Fläche aufgebracht und kondensiert dort (Mattox 2010). Die auf diese Weise entstehenden Spiegel sind korrosionsbeständig, besitzen eine Reflektivität von mindestens 90% sowie eine Infrarot-Emissivität von 10% und sind bis 400°C thermisch belastbar (Gledhill 2020).

Der ursprüngliche Ansatz zur Kühlung der Spiegel sieht vor, die Edelstahlbleche nicht als flache Bleche einzusetzen sondern zu kanalförmigen Profilen zu kanten. Dieser Ansatz bietet eine Reihe von Vorteilen:

- Erhöhung der Steifigkeit der Bleche durch Erhöhung des Flächenträgheitsmomentes.
- Größere Strömungsgeschwindigkeiten durch den Kamineffekt, was zu höheren Kühlleistungen führen soll.
- Räumliche Distanzierung der Trägerstruktur von den Spiegeln, was den Wärmeingang in die tragende Struktur verringert.
- Austauschbarkeit einzelner Spiegelemente.

1.4.1 Bestehende thermische Analyse

Durch das Institut für Solarforschung ist ebenfalls im Jahr 2016 im Zuge des RAI-SELIFE Projektes eine thermische Analyse der Sekundärreflektoren durchgeführt worden. Dabei wurde ein thermisches, parametrisches FEM Modell der Sekundärreflektoren erstellt. In dem Modell werden die Temperaturverteilung auf dem Absorber, die Verteilung der Strahlungsflussdichte auf den Spiegeln sowie die Wärmestrahlung und Konvektion der Spiegel an die Umgebung berücksichtigt. Des Weiteren wurden der Reflexionsgrad, der Emissionsgrad und der Wärmeübergangskoeffizient der Spiegel variiert.

Im Zuge dieser Analyse wurden für eine Vielzahl verschiedener Fälle die Temperaturverteilungen jeweils auf dem oberen und dem unteren Sekundärreflektor ermittelt. Anhand dessen sollte untersucht werden, ob das Konzept aus thermischer Sicht realisierbar ist. Größen wie der Wärmeübergangskoeffizient wurden daher nicht aufwendig berechnet, sondern basierend auf Erfahrungswerten variiert um den Einfluss der Größen darzustellen und zu prüfen welche Wertekombinationen zielführend sind.

Insgesamt wurden 72 Kombinationen betrachtet. Eine Maximaltemperatur von unter 400°C wurde in der Hälfte der Fälle bei dem unteren Spiegel und etwa in zwei Drittel der Fälle beim oberen Reflektor erreicht. Insgesamt erzielten 37 von 72 Kombinationen für den oberen und unteren Reflektor Maximaltemperaturen von unter 400°C (Uhlig, Fernandez-García, and Sutter 2016).

1.4.2 Leistungsbewertung

Die Leistungsbewertung des Konzepts wurde durch das Fraunhofer ISE durchgeführt. Es wurden dabei zwei Modellanlagen simuliert und mit einander verglichen. Der einzige Unterschied zwischen den beiden Simulationsmodellen war, dass eine der Anlagen mit Sekundärreflektoren ausgestattet war und einen dementsprechend kürzeren Receiver besaß.

Für die Leistungsbewertung des Konzeptes wurden beispielhaft gewisse Randbedingungen angenommen. So wurde zum Beispiel zur Ermittlung der Verfügbarkeit von Solarstrahlung der Standort eines bestehenden Kraftwerkes in Marokko ausgewählt. Es wurde von einer Zahl von 72.000 Heliostaten mit einer Gesamtfläche von 1.500.000 m²

ausgegangen. Ein solches Heliostatenfeld hätte einen Radius von ca. 1200 m. Die Höhe des Solarturms beträgt dabei 200 m und der Receiver ist auf 600 MW_{th} ausgelegt.

Zur Ermittlung der Leistung wurde eine dreistufige Simulationsmethodik angewandt. Im ersten Schritt wurde ein optisches Raytracing Modell erstellt, dass genutzt wurde um die Flussdichtenverteilungen auf dem Receiver zu ermitteln. Mithilfe dieser Daten wurde dann ein thermisches Modell des Receivers erstellt, welches die Berechnung des thermischen Wirkungsgrades ermöglicht. Die dritte Stufe stellt die jährliche Ertrags-Simulation dar. Im Zuge dieser wurde unter Berücksichtigung einer Vielzahl von Einflussgrößen der jährliche Energieertrag berechnet.

Die Leistungsbewertung ergab, dass die Anlage mit Sekundärreflektoren geringere thermische und optische Verluste und höhere Defokussierungs-Verluste aufwies (Defokussierungs-Verluste treten auf, wenn einige Heliostate bewusst defokussiert werden müssen, um ein Überschreiten der maximalen Receiverleistung zu verhindern). Insgesamt wurde dennoch eine Leistungssteigerung von 1,57% gegenüber dem Vergleichsmodell ermittelt. Es wird vermutet, dass die Defokussierungs-Verluste durch eine angepasste Receiverauslegung verringert werden könnten. Die geringeren thermischen Verluste wurden durch die verringerte Receiveroberfläche erzielt und die geringeren optischen Verluste durch die Reduzierung des Spillage.

Des Weiteren wurden die potentiellen Materialkosteneinsparungen des Sekundärreflektors untersucht. Es wurde ermittelt, dass insgesamt Einsparungen von ca. 1,50 – 1,83 Mio. \$ möglich sind. Dieser Wert setzt sich aus folgenden Ergebnissen zusammen:

- 0,313-0,536 Mio. USD Materialkosten für die Sekundärreflektoren
- 1,8 Mio. USD Einsparungen durch die verringerte Receiverhöhe
- 0,239-0,347 Mio. USD Einsparungen durch reduzierte Schutzverkleidung

(Schöttl et al. 2019)

1.5 Ähnliche Konzepte

Im Rahmen einiger Forschungsprojekte wurden Sekundärkonzentratoren für die Verwendung in volumetrischen Luftreceivern entwickelt. Der Unterschied zu den Sekundärreflektoren liegt hier in der Form und Anordnung der Spiegel. Volumetrische Hochtemperatur Druckreceiver besitzen ein rundes Quarzglasfenster auf dessen Rückseite Luft unter hohem Druck strömt. Durch die fertigungstechnisch bedingte Größe der

Fenster müssen mehrere solcher Receiver in einem Cluster angeordnet werden um kraftwerksübliche Leistungsklassen zu erreichen (je nach Bauart besitzt ein Modul eine thermische Leistung von 0,3-1 MW). Die Sekundärkonzentratoren besaßen dafür eine hexagonale Apertur, die eine lückenlose Anordnung der Sekundärkonzentratoren ermöglicht (s. Abb. 4).

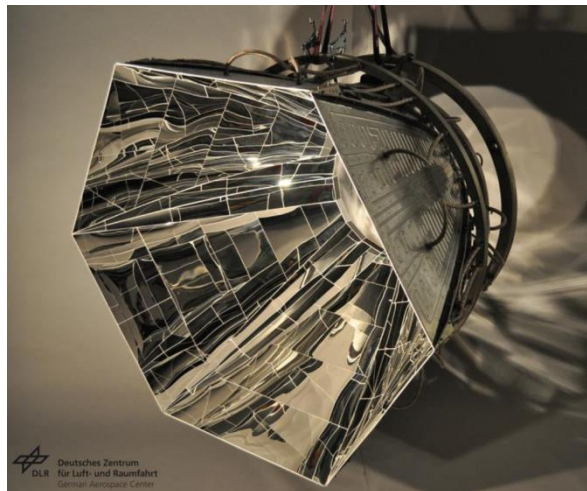


Abb. 4: Sekundärkonzentrator des SOLTREC-II Projekts (Uhlig, Hensch, and Söhn 2015)

Auch hier stellte die Kühlung der Spiegel eine große Herausforderung dar. Da Flussdichten von bis zu $1,5 \text{ MW/m}^2$ auftraten, wurden hier mit Wasser durchströmte Aluminium-Rollbond Bleche eingesetzt. Des Weiteren wurden die Spiegel auf die Aluminiumbleche aufgeklebt, was den Nachteil hatte, dass die geringe thermische Belastbarkeit des Klebstoffes berücksichtigt werden musste (Uhlig, Hensch, and Söhn 2015).

Ein weiteres Projekt in dem Sekundärreflektoren untersucht wurden, ist das CSPonD Demo Projekt. Das Final-Optical-Element dieses Projekts war dabei ein Hohlkonus, der von oben bestrahlt wurde und die eintreffende Strahlung nach unten in einen Flüssigsalzspeicher reflektieren sollte (s. Abb. 5). Aus Kostengründen sollte der erste Prototyp aus poliertem Aluminium bestehen. Der vergleichsweise niedrige Reflexionsgrad von poliertem Aluminium sorgte trotz der geringeren Strahlungsleistung für ähnliche absorbierte Wärmeleistungen wie in dieser Arbeit. Die Ergebnisse dieser Untersuchung sind besonders interessant vor dem Hintergrund, dass dort auf aktive Kühlung verzichtet werden konnte. Dies war nur möglich durch den Einsatz einer hochemissiven Beschichtung, die auf der Rückseite der Spiegel für höhere Kühlleistungen sorgen sollte. Auf diese Weise konnte in FEM Simulationen die maximale Temperatur von 529°C im Vergleichsfall auf 302°C gesenkt werden (Lahlou et al. 2016).

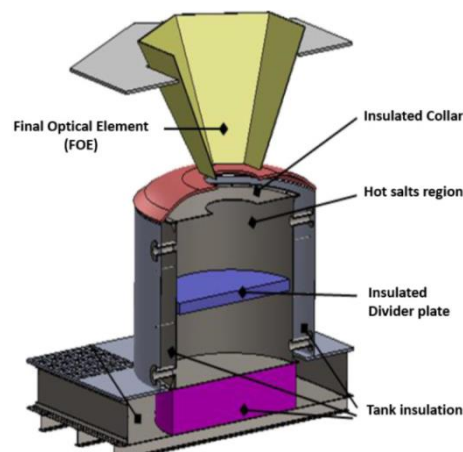


Abb. 5: Aufbau des CSPonD Demo Projekts
(Lahlou et al. 2016)

1.6 Rahmenbedingungen

Diese Bachelorarbeit findet im Rahmen des SOLSEC Projektes statt und wird für das Institut für Solarforschung des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt (DLR) am Standort Stuttgart erstellt. Grundlage für diese Arbeit ist das durch das Institut für Solarforschung entwickelte Konzept für Sekundärreflektoren an externen Flüssigsalzreceivern.

Bei dem SOLSEC Projekt handelt es sich um ein Verbundvorhaben mit dem Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme zur Entwicklung von Sekundärreflektoren für Turmreceiver. Das Fraunhofer ist dabei für die optische Simulation des Kraftwerks und somit unter anderem für die Erstellung der Strahlungsflussdichteverteilungen sowie die Entwicklung der Spiegelbeschichtung zuständig.

In dem aktuellen Konzept für Sekundärreflektoren sind eine Reihe von Größen bereits festgelegt worden. In Tabelle 1 sind die vorgegebenen Eigenschaften festgehalten, auf die in dieser Arbeit kein Einfluss genommen werden kann.

Tabelle 1: Vorgegebene, nicht beeinflussbare Größen

Eigenschaft	Vorgegebene Größen
Reflektorgeometrie	Form, Größe, Neigung, Anordnung
Receivergeometrie	Form, Höhe, Durchmesser
Beschichtungseigenschaften	Reflektivität, Emissivität, Hitzebeständigkeit, Material
Standortabhängige Randbedingungen	Umgebungstemperatur, Windgeschwindigkeit

Da die Reflektoren spiegelseitig nicht verdeckt oder sonst beeinflusst werden können, kommt als Bauraum nur die Rückseite der Reflektoren in Frage. Hier gilt es geeignete Möglichkeiten der Luft-Kühlung zu finden. Zusätzlich ist dieser Bereich der einzig zur Verfügung stehende Bauraum für eine Haltestruktur des Reflektors. Solange die mechanische Belastbarkeit gegeben ist, kann auch die Materialstärke der Spiegel variiert werden.

2 Voruntersuchung der thermischen Einflüsse

In dieser Voruntersuchung soll zunächst betrachtet werden welche Wärmeströme auftreten, wodurch diese beeinflusst werden und wie groß deren Einfluss ist. Diese Erkenntnisse sind für die Entwicklung und Bewertung der Konzepte entscheidend. Darüber hinaus können die so berechneten Werte später in Simulationen verwendet werden oder zur Validierung dieser herangezogen werden.

2.1 Auftretende Wärmeströme

An den Sekundärreflektoren treten verschiedene Wärmeströme auf, die durch Konvektion, oder Strahlung hervorgerufen werden (s. Abb. 6).

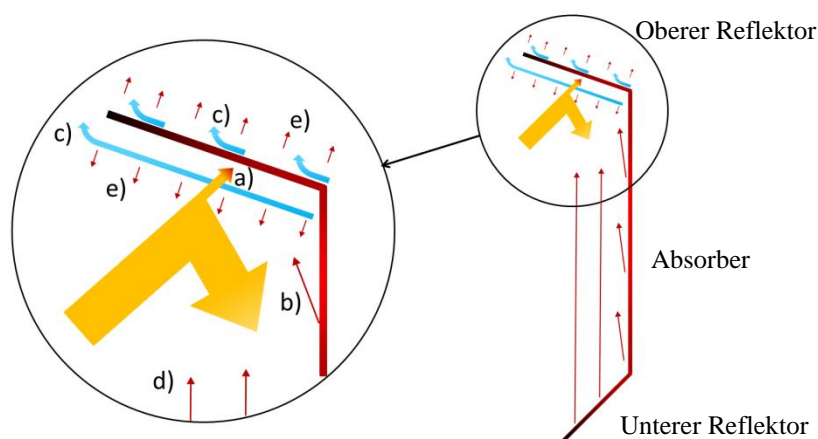


Abb. 6: Auftretende Wärmeströme am oberen Sekundärreflektor (Clar 2020)

Im Folgenden wird kurz beschrieben welche Wärmeströme auftreten und wodurch diese beeinflusst werden:

- a) Der größte Teil der eingehenden Wärme wird durch die konzentrierte Solarstrahlung verursacht. Trotz des hohen Reflexionsgrad der Spiegel wird ein Teil der stark konzentrierten Strahlung absorbiert. Um genauere Aussagen über das Ausmaß der

absorbierten Energie treffen zu können, ist es erforderlich den Reflexionsgrad der Spiegel sowie die Strahlungsflussdichten im Bereich der Sekundärreflektoren zu kennen.

b) Eine weitere Wärmequelle stellt die vom Receiver emittierte Wärmestrahlung dar. Zur Ermittlung des Einflusses dieser Quelle müssen die Temperatur des Receivers, die Emissivität des Receivers und der Reflexionsgrad der Spiegel im Infrarot Spektrum in Erfahrung gebracht werden.

c) Die konvektive Wärmeübertragung an den Reflektoren erfolgt entweder durch eine erzwungene oder freie Strömung. Bei der freien Konvektion entsteht durch die Erwärmung der Luft ein Dichteunterschied, der wiederum eine Strömung hervorruft. Im Falle der aktiven Kühlung wird die Strömung durch Lüfter erzwungen, die dadurch höheren Strömungsgeschwindigkeiten führen zu einer höheren Wärmeübertragung. In beiden Fällen hängt die übertragene Wärme von dem Wärmeübergangskoeffizienten und der Temperaturdifferenz zwischen der Luft und der zu kühlenden Oberfläche ab.

d) Besitzen die oberen und unteren Spiegel eine unterschiedliche Temperatur so führt der Strahlungsaustausch zwischen den Spiegeln zu einem Wärmestrom, wobei der wärmere Spiegel Energie an den kälteren Spiegel abgibt. Der Umfang des Wärmestroms hängt von der Temperaturdifferenz zwischen den Spiegeln, dem Emissionsgrad der Spiegelbeschichtung und den Sichtfaktoren der Spiegel zueinander ab.

e) Ein weiterer Wärmestrom ist die Strahlung an die Umgebung, dabei spielen der Emissionsgrad und die Temperaturdifferenz zur Umgebung eine Rolle.

Der letzte Wärmestrom ist in Abb. 6 nicht dargestellt. Es handelt sich dabei um die Wärmeleitung von den Spiegeln in die tragende Struktur. Dieser Wärmestrom trägt zwar zur Kühlung der Spiegel bei, erwärmt dabei allerdings auch die tragende Struktur. Es ist also fraglich, in welchem Maß dieser Wärmestrom förderlich ist.

2.2 Absorbierte Solarstrahlung

Für die Ermittlung der absorbierten Solarstrahlung werden Flussdichteverteilungen verwendet, die durch Ray-Tracing Simulationen des Fraunhofer ISE erstellt wurden.

Diese Simulationen basieren auf einer bestimmten Zielpunktstrategie. Um ein Überschreiten der maximalen Flussdichte auf dem Absorber zu verhindern wird jedem He-

liostaten ein individueller Zielpunkt zugeordnet, was eine gleichmäßigere Verteilung der Flussdichte ermöglicht. Bei der verwendeten Zielpunktstrategie wird dies über einen Offset realisiert, der beschreibt wie weit die Fokuspunkte der Heliostaten nach oben und unten vom Äquator des Receivers abweichen. Umso größer der Offset, desto mehr Strahlung trifft auf die Sekundärreflektoren, was dort zu höheren Strahlungsflussdichten führt. Da das Offset auf diese Weise einen großen Einfluss auf die Ergebnisse dieser Arbeit hat, werden verschiedene Datensätze verwendet, die mit unterschiedlichen Offsets generiert wurden. So ist es möglich die Ergebnisse in Abhängigkeit von dem verwendeten Offset dazustellen.

Abb. 7 zeigt die Konzentration der auf den Absorber treffenden Strahlung für den Referenzfall. Ein Offset von 47% bedeutet in diesem Fall, dass die Zielpunkte der Heliostate 47% der Absorberhöhe ober- bzw. unterhalb des Äquators (weiße Linie) liegen. Die Datensätze wurden für den Sonnenmittag des 21. Junis erstellt und gehen von einer vollständigen Fokussierung des Heliostatenfeldes sowie der maximalen Receiverleistung aus.

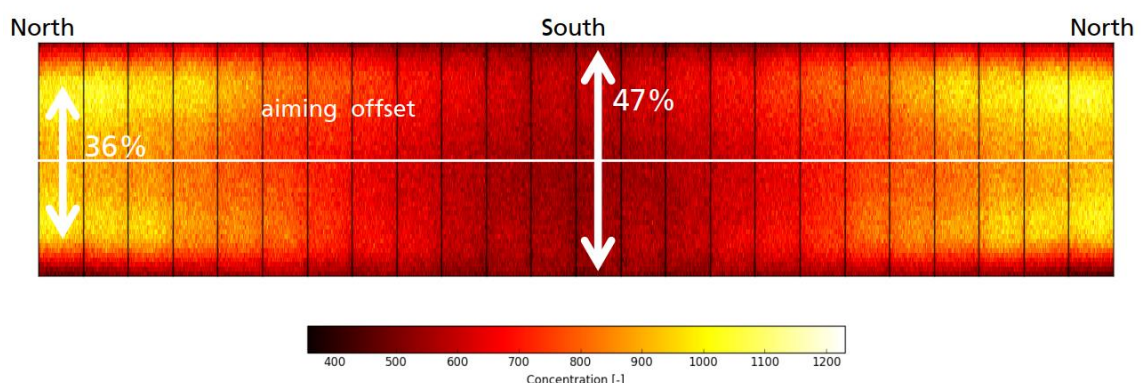


Abb. 7: Verteilung der Strahlungskonzentration auf dem Absorber beim Reference-Offset (Schöttl 2020)

Insgesamt wurden fünf verschiedene Offsets verwendet, dabei wurde ein Referenz Wert jeweils um 10 bzw. 20 % variiert (s. Tabelle 2).

Tabelle 2: *Verwendete Offset Werte (Schöttl 2020)*

	Offset North	Offset South
Offset -20%	0,288	0,376
Offset -10%	0,324	0,423
Reference Offset	0,360	0,470
Offset +10%	0,396	0,517
Offset +20%	0,432	0,564

Betrachtet man die Verteilung der absorbierten Solarstrahlung auf den Sekundärreflektoren (s. Abb. 8), so zeigt sich, dass die höchsten Wärmeströme in unmittelbarer Nähe zum Absorber entstehen. Während die Flussdichten beim oberen Reflektor mit zunehmender Entfernung zum Absorber schnell abnehmen, liegt bei dem unteren Reflektor eine homogenere Verteilung vor. Es wird jedoch erwartet, dass die maximalen Temperaturen in erster Linie in Bereichen der maximalen Flussdichte auftreten, daher wird im Folgenden vor allem der obere Reflektor genauer betrachtet.

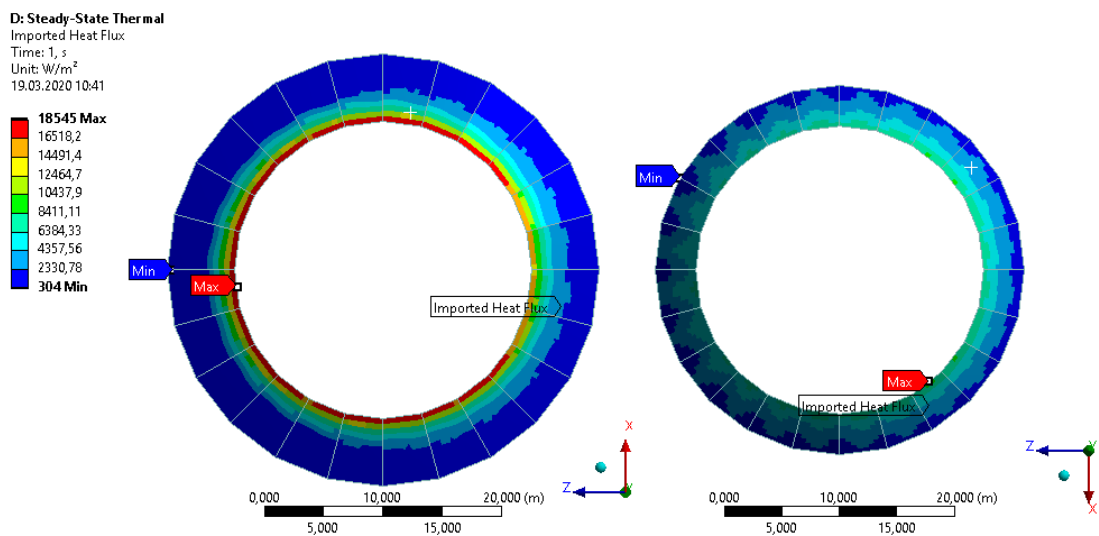


Abb. 8: Verteilung des absorbierten Wärmestroms auf den Sekundärreflektoren; links: oberer Reflektor; rechts: unterer Reflektor

2.3 Konvektive Wärmeübertragung

Zur genaueren Betrachtung der auftretenden Wärmeübergangskoeffizienten wird am Beispiel einiger Vergleichs-Geometrien die Wärmeübertragung durch freie Konvektion mithilfe von Korrelationen berechnet. Dabei wurden folgende Geometrien betrachtet:

- Ebene, geneigte Wand (Wärmeabgabe auf der Unterseite)
- Ebene, geneigte Wand (Wärmeabgabe auf der Oberseite)
- Geneigter, einseitig beheizter Kanal

Des Weiteren wurde die Wärmeübertragung durch erzwungene, turbulente Konvektion im Kanal betrachtet.

Die Berechnungen wurden entsprechend den Kapiteln F2, F4 und G1 des VDI Wärmeatlas (VDI 2013) durchgeführt. Das Vorgehen zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten ist in allen Fällen weitestgehend gleich:

1. Festlegung der relevanten geometrischen Größen
2. Festlegung der Umgebungs- und Wandtemperatur
3. Ermittlung der temperaturabhängigen Stoffwerte
4. Berechnung der Prandtl, Rayleigh und Nusselt Zahl
5. Berechnung des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten
6. (Berechnung der übertragenen Wärme)

Entsprechend den Vorgaben der Korrelationen wird für die Berechnung der temperaturabhängigen Stoffwerte die mittlere Temperatur verwendet:

$$T_m = \frac{T_W + T_U}{2}$$

Die Berechnung der Prandtl und Rayleigh Zahl sowie des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten erfolgt für alle betrachteten Fälle wie folgt:

$$Pr = \frac{\nu}{\kappa} \quad Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_W - T_U) h^3}{\nu \cdot \kappa} \quad \alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{h}$$

Für die Fälle der geneigten Wand und des geneigten Kanals wird die Beziehung für die Rayleigh Zahl jeweils noch um einen zusätzlichen Term erweitert, um spezifische Einflüsse zu berücksichtigen.

2.3.1 Ebene, geneigte Wand mit Wärmeabgabe nach unten

Bei der Wärmeabgabe nach unten, steigt die Strömung durch die Erwärmung entlang der geneigten Wand nach oben. Dieser Fall tritt zum Beispiel auf der reflektiven Seite des oberen Spiegels und auf der nicht reflektiven Seite des unteren Spiegels auf.

Durch die Neigung der Wand wirkt die Auftriebskraft nicht in Strömungsrichtung. Es wird daher ein Cosinus Term in der Berechnung der Rayleigh Zahl eingeführt, der nur noch die Auftriebskomponente in Wandrichtung berücksichtigt (Vliet 1969).

$$Ra_\gamma = \cos \gamma \cdot Ra$$

2.3.2 Ebene, geneigte Wand mit Wärmeabgabe nach oben

Die Wärmeabgabe nach oben tritt auf der reflektiven Seite des unteren Reflektors und auf der nicht reflektiven Seite des oberen Reflektors auf. Da die Auftriebskraft nach oben und somit weg von der beheizten Fläche wirkt, können hier Strömungsablösungen auftreten.

Der Umschlag zur turbulenten Strömung tritt beim Überschreiten der kritischen Rayleigh Zahl auf. Diese ergibt sich näherungsweise anhand der folgenden Korrelation:

$$Ra_c = 10^{(8,9 - 0,00178 \cdot \gamma^{1,82})}$$

Für die Berechnung der Nusselt Zahl wird folgende, auf Messungen in Wasser beruhende, Korrelation verwendet (Fujii and Imura 1972):

$$Nu = 0,56 (Ra_c \cdot \cos \gamma)^{1/4} + 0,13 (Ra^{1/3} - Ra_c^{1/3})$$

2.3.3 Geneigter, einseitig beheizter Kanal

Der geneigte, einseitig beheizte Kanal entspricht näherungsweise dem ursprünglichen Kühlkonzept und stellt als einzige der betrachteten Geometrien einen geschlossenen Querschnitt dar.

Azevedo und Sparrow (1985) führen eine Korrelation für die Nusselt Zahl ein, die in den Wertebereichen $2 \cdot 10^2 < Ra_s^* < 2 \cdot 10^5$; $\gamma \leq 45^\circ$; $0,0437 < l/h < 0,109$ gültig ist. Dabei wird eine um den dimensionslosen Term l/h erweiterte Rayleigh Zahl verwendet. Für den Fall der einseitigen Beheizung gilt $C_2 = 0,673$.

$$Nu_{SE} = C_2 \cdot (Ra_s^* \cdot \cos \gamma)^{1/4}$$

$$Ra_S^* = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_W - T_E) \cdot l^3}{\nu \cdot \kappa} \cdot \frac{l}{h}$$

2.3.4 Erzwungene, turbulente Konvektion im Kanal

Die Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten erfolgt ähnlich wie bei der freien Konvektion. Es wird zusätzlich eine Strömungsgeschwindigkeit festgelegt, die anschließend zur Ermittlung der Reynoldszahl genutzt werden kann. Die mittlere Nusselt Zahl ergibt sich nach Gnielinski (1975) aus:

$$Nu_{m,T} = \frac{\left(\frac{\xi}{8}\right) Re \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\xi/8}} \left[1 + \left(\frac{d_h}{l}\right)^{2/3} \right] \cdot \left(\frac{T_m}{T_W}\right)^{0,45}$$

$$\xi = (1,8 \log_{10} Re - 1,5)^{-2}$$

Die übertragene Wärmeleistung wird ähnlich wie bei der freien Konvektion ermittelt, mit dem Unterschied, dass anstatt der absoluten Temperaturdifferenz die logarithmische Temperaturdifferenz verwendet wird.

$$\Delta\vartheta_{ln} = \frac{(\vartheta_W - \vartheta_E) - (\vartheta_W - \vartheta_A)}{\ln\left(\frac{\vartheta_W - \vartheta_E}{\vartheta_W - \vartheta_A}\right)}$$

Anschließend wird die übertragene Wärmeleistung bestimmt und zur Ermittlung der Austrittstemperatur genutzt. Aufgrund des rechteckigen Strömungsquerschnitts wird der hydraulische Durchmesser d_h verwendet.

$$\vartheta_A = \frac{\dot{Q}}{w \cdot \pi \frac{d_h^2}{4} \cdot \rho \cdot c_p} + \vartheta_E \quad d_h = \frac{4F}{U}$$

Der Vorgang wird iteriert bis die Austrittstemperatur konvergiert.

2.3.5 CFD Simulation der erzwungenen, turbulenten Konvektion im Kanal

Die zuvor aufgeführte Korrelation für die Wärmeübertragung bei erzwungener, turbulenter Konvektion im Kanal nach Gnielinski (1975) setzt dieselbe Wandtemperatur für alle Wände des Kanals voraus. Da im Falle der Sekundärreflektoren nur eine der Wände beheizt wird, ist fraglich ob die Werte der Korrelation verwendet werden können. Daher wird an dieser Stelle mit Hilfe einer CFD Simulation untersucht, ob die Korrelationswerte näherungsweise auch für einseitig beheizte Kanäle verwendet werden können.

Für die Vernetzung des CFD Modelles (s. Abb. 9) wurden Hexaeder Elemente verwendet, die in Wandnähe verfeinert wurden um die Grenzschicht ausreichend fein aufzulösen, kritisch ist hier der Abstand des ersten Knotens des Strömungsfeldes von der Wand. Um dies beurteilen zu können, wird die dimensionslose Größe Y^+ ausgewertet. Liegt $Y^+ < 1$ ist dies gewährleistet. Eine weitere Maßnahme zur Sicherstellung der Qualität ist die Überprüfung der Netzunabhängigkeit der Ergebnisse. Hierfür wurde eine Netzstudie durchgeführt, die einen netzbedingten Fehler von $< 1\%$ ergab.

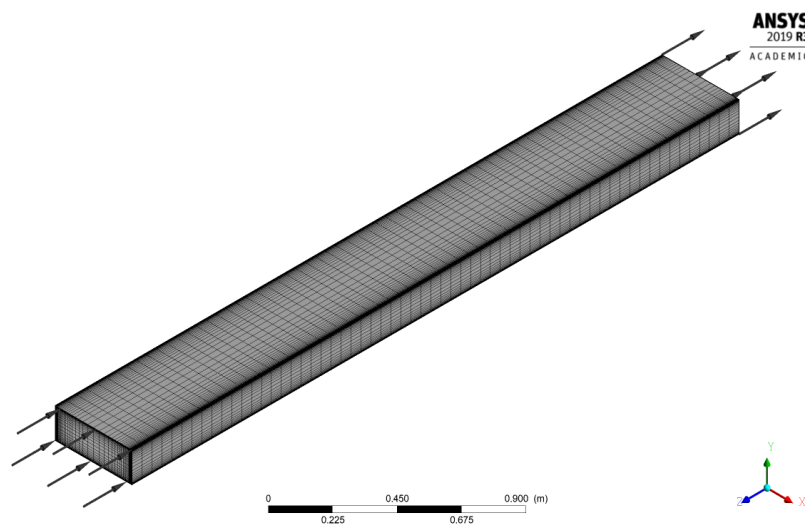


Abb. 9: CFD Modell des Kanals zur Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten bei aktiver Kühlung

Zur Validierung des Modells wurde das Modell zunächst an die Korrelation bei der alle Wände beheizt sind (s. Kapitel 2.3.4) angeglichen, Dazu wurden alle Wände mit einer Temperatur von 300°C versehen und der ermittelte mittlere Wärmeübergangskoeffizient mit der Korrelation für erzwungene turbulente Konvektion im Kanal verglichen. Bei einer Kanallänge von 3m, einer Eintrittstemperatur von 40°C sowie einer Strömungsgeschwindigkeit von 10 m/s ergab sich in der Simulation ein Wärmeübergangskoeffizient von $24,0 \text{ W/m}^2\text{K}$, was fast exakt der Korrelation entspricht ($23,9 \text{ W/m}^2\text{K}$).

Anschließend wurde nur eine Wand mit einer Temperatur von 300°C versehen und die Simulation wiederholt. Mit $24,9 \text{ W/m}^2\text{K}$ ist der Wärmeübergangskoeffizient verglichen mit dem rundum beheizten Kanal nur geringfügig angestiegen. Die Korrelation nach Gnielinski (1975) kann in diesem Fall also näherungsweise angewandt werden.

2.4 Wärmestrahlung

Bei der Wärmeübertragung durch Strahlung findet ein Strahlungsaustausch zwischen zwei Körpern statt. Der Umfang des Wärmestroms hängt hauptsächlich von der Temperatur der beiden Körper, dessen Emissivität und vom Sichtfaktor der Körper zueinander ab. Bei der Strahlung an die Umgebung kann ein Sichtfaktor von 1 angenommen werden, wodurch sich die Berechnung vereinfacht zu (Baehr and Stephan 2016):

$$\dot{q} = \sigma \cdot (T_U^4 - T_{\text{Spiegel}}^4)$$

Die Wärmeübertragung durch Strahlung vom Receiver zu den Spiegeln stellt einen komplexeren Fall dar als die Strahlung an die Umgebung. Für die Berechnung ist zunächst eine Abschätzung der Sichtfaktoren nötig. Anschließend kann der übertragene spezifische Wärmestrom wie folgt berechnet werden (Herwig and Moschallski 2014):

$$\dot{q}_{\text{Rec,Spiegel}} = \frac{\sigma \cdot \varepsilon_{\text{Rec}} \cdot \varepsilon_{\text{Spiegel}} \cdot \varphi_{\text{Rec,Spiegel}}}{1 - (1 - \varepsilon_{\text{Rec}}) \cdot (1 - \varepsilon_{\text{Spiegel}}) \cdot \varphi_{\text{Rec,Spiegel}} \cdot \varphi_{\text{Spiegel,Rec}}} \cdot (T_{\text{Rec}}^4 - T_{\text{Spiegel}}^4)$$

2.5 Abschätzung der auftretenden Wärmeströme

Zur Auslegung und Bewertung der Kühlleistung ist es von Bedeutung den Einfluss der verschiedenen Wärmeströme zu kennen. Daher erfolgt im Folgenden eine grobe Betrachtung der zuvor genannten Wärmeströme. Durch die Einschätzung der Wärmeströme können die bedeutendsten Einflüsse identifiziert werden. Dies ermöglicht einen besonderen Fokus auf wichtige Größen, während weniger wichtige Einflüsse vereinfacht oder ganz vernachlässigt werden können.

Für diese grobe Betrachtung wurden die Spiegel als geneigte, ebene Fläche angenommen. Die Wärmeströme wurden nach den oben genannten Gleichungen ausgehend von einer mittleren Spiegeltemperatur berechnet. Die mittlere Spiegeltemperatur wurde dabei iterativ angepasst bis die Summe aller Wärmeströme gleich null ist, also ein thermisch stationärer Zustand erreicht wird. Auf diese Weise kann die mittlere Spiegeltemperatur ermittelt werden, die sich bei den gewählten Variablen einstellt.

Über eine Variation der verschiedenen Parameter kann dann der Einfluss auf die resultierende mittlere Spiegeltemperatur untersucht werden.

Die Receivertemperatur, die Strahlungsflussdichten auf den Spiegeln sowie Emissions- und Reflexionsgrade wurden den Daten des RAISELIFE Projektes entnommen (Uhlig, Fernandez-García, and Sutter 2016). Es wurde der Lastfall mit der höchsten Strahlungsflussdichte und der höchsten Receivertemperatur verwendet.

Für den Vergleichsfall wurden die in Tabelle 3 festgehaltenen Werte verwendet.

Tabelle 3: Für die Abschätzung der Wärmeströme verwendete Werte des Vergleichsfalls

Größe	Wert	Quelle
Reflektivität der Spiegelbeschichtung	0,95	Annahme
Eintreffende Flussdichte	117.000 W/m ²	RAISELIFE
Emissivität der Absorberbeschichtung	0,83	RAISELIFE
Oberflächentemperatur des Receivers	634°C	RAISELIFE
Emissivität der Spiegelbeschichtung	0,1	(Gledhill 2020)
Emissivität der Spiegelrückseite	0,35	(Nam et al. 2001)
Wärmeübergangskoeffizient spiegelseitig	7 W/m ² K	Berechnung nach 2.3
Wärmeübergangskoeffizient rückseitig	5,5 W/m ² K	Berechnung nach 2.3
Umgebungstemperatur	40°C	(Climate-Data.org 2019)

Ohne genauere Betrachtung wird zunächst der Strahlungsaustausch zwischen den Spiegeln vernachlässigt. Dies ist auf die geringe zu erwartende Temperaturdifferenz zwischen den Spiegeln, deren geringen Emissionsgrad ($\varepsilon = 0,1$) und die voraussichtlich kleinen Sichtfaktoren zurückzuführen.

Anhand der Ergebnisse dieser Betrachtung (s. Tabelle 4) zeigt sich, dass der Einsatz einer hochemissiven Beschichtung auf der Rückseite der Reflektoren, die Spiegeltemperatur stark senken kann. Der Einfluss der Wärmeübergangskoeffizienten im Bereich der passiven Kühlung ($\alpha < 10 \text{ W/m}^2\text{K}$) ist eher untergeordnet. Erst bei höheren Wärmeübergangskoeffizienten, die durch aktive Kühlung erzeugt werden können, zeigt sich ein starker Einfluss. Gerade bei niedrigeren Reflektivitäten wie 90% kann auf eine hochemissive Beschichtung und aktive Kühlung wahrscheinlich nicht verzichtet werden.

Tabelle 4: *Fallbeschreibung und resultierende mittlere Spiegeltemperatur*

Abweichungen vom Vergleichspunkt	T_{Spiegel,mittel}
Keine (Vergleichspunkt)	321°C
Hochemissive Beschichtung auf der Reflektorrückseite ($\epsilon = 0,95$)	250°C
Erhöhte freie Konvektion auf der Rückseite ($\alpha = 9 \text{ W/m}^2\text{K}$)	306°C
Erhöhte freie Konvektion auf der Spiegelseite ($\alpha = 7 \text{ W/m}^2\text{K}$)	309°C
Erzwungene Konvektion auf der Rückseite ($\alpha = 40 \text{ W/m}^2\text{K}$)	168°C
Geringe Reflektivität (90%)	455°C
Geringe Reflektivität und hochemissive Beschichtung	350°C
Geringe Refl., hochemissive Beschichtung und erzw. Konvektion	236°C

In Bezug auf die einzelnen Wärmeströme zeigte sich, dass die Vernachlässigung von zwei Wärmeströmen möglich ist. Dabei handelt es sich zum einen um die vom Receiver emittierte Infrarot-Strahlung, die zur Erwärmung der Spiegel beiträgt, sowie die von der Spiegelbeschichtung emittierten Strahlung an die Umgebung, welche zur Kühlung der Spiegel beiträgt. Für Spiegeltemperaturen zwischen 200°C und 400°C waren diese beiden Wärmeströme die betragsmäßig kleinsten, was vor allem auf die geringe Emissivität der Spiegelbeschichtung ($\epsilon = 0,1$) zurückzuführen ist.

Tabelle 5: *Aufführung der einzelnen Wärmeströme im Vergleichsfall*

Wärmestrom	Ermittelter Wert
Absorbierte Solarstrahlung	5850 W/m ²
Wärmestrahlung vom Receiver	659 W/m ²
Abgestrahlte Wärme auf der reflektiven Seite	-708 W/m ²
Abgestrahlte Wärme auf der Rückseite	-2286 W/m ²
Konvektion auf der reflektiven Seite	-1968 W/m ²
Konvektion auf der Rückseite	-1547 W/m ²

Abb. 10 zeigt den Verlauf des Betrags der beiden Wärmeströme in Abhängigkeit von der Spiegeltemperatur. Der vom Spiegel aufgenommene Wärmestrom sinkt mit zunehmender Spiegeltemperatur aufgrund der abnehmenden Temperaturdifferenz zwischen den beiden Oberflächen. Die von der Spiegeloberfläche emittierte Strahlung nimmt mit zunehmender Spiegeltemperatur zu, da die Temperaturdifferenz zur Umgebungstemperatur steigt. Es ergibt sich dadurch ein Schnittpunkt bei ca. 310°C. Da sich die beiden

Wärmeströme nur im Bereich dieser Temperatur näherungsweise aufheben, geht eine Vernachlässigung dieser beiden Wärmeströme für andere Temperaturen mit einer Ungenauigkeit einher. Im Falle von niedrigeren Temperaturen wird eine zusätzliche Erwärmung und bei höheren Temperaturen eine zusätzliche Kühlung der Spiegel nicht berücksichtigt. Da Bereiche niedrigerer Temperaturen ohnehin nicht kritisch sind und im Bereich höherer Temperaturen auf diese Weise eine kleine Sicherheit erzielt wird, wird die teilweise verringerte Genauigkeit in Kauf genommen. Des Weiteren reduziert die Vernachlässigung der Receiverstrahlung den Simulationsaufwand, da auf die rechenzeitintensive Berechnung der Sichtfaktoren und der infolge der Nichtlinearität notwendigen iterativen Lösung verzichtet werden kann.

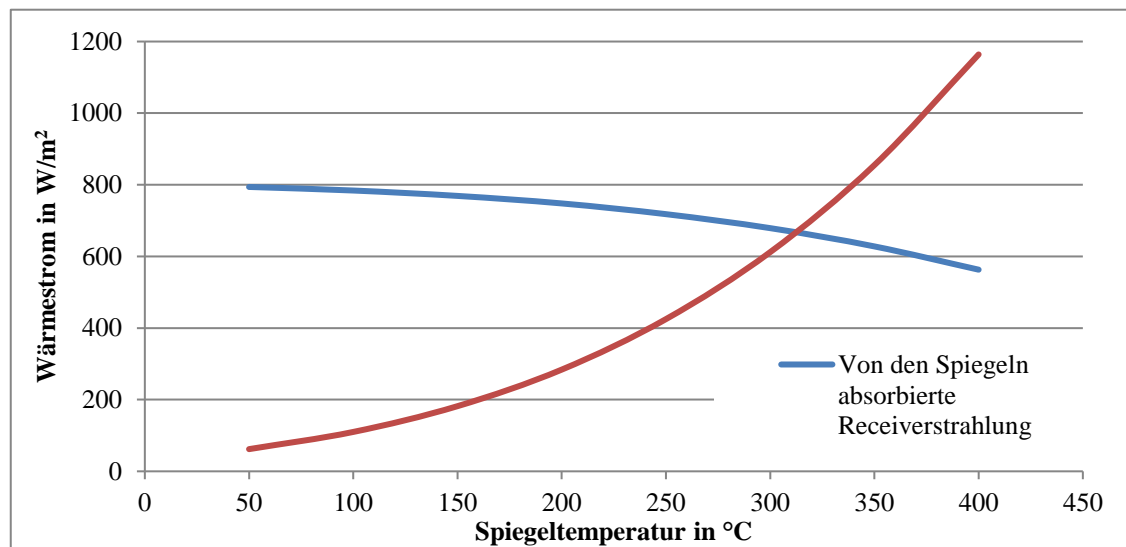


Abb. 10: Verlauf der absorbierten Receiverstrahlung und der an die Umgebung emittierten Strahlung auf der reflektiven Seite der Reflektoren in Abhängigkeit von der Spiegeltemperatur

2.6 Untersuchungen zum Kamineffekt

Das bestehende Konzept sieht die Nutzung des Kamineffekts zur passiven Kühlung der Reflektoren vor. Ermittelt man jedoch mit den zuvor aufgeführten Korrelationen die Wärmeübertragung durch freie Konvektion an einer geneigten Wand und in einem geneigten Kanal, so zeigt sich bei gleichen Abmaßen und Temperaturen eine größere Kühlleistung bei der geneigten Wand.

Im Folgenden soll daher untersucht werden, welcher dieser beiden Geometrien für die passive Kühlung besser geeignet ist. Dafür wird die Kühlleistung durch Wärmestrahlung und Konvektion individuell betrachtet. Der Einfluss der Kanalwände wird dabei

vernachlässigt, wodurch effektiv ein Vergleich zwischen der geneigten Wand und zwei geneigten, planparallelen Platten erfolgt.

2.6.1 Vergleich der Strahlungsabgabe von planparallelen Platten und freien Flächen

Bei der Verwendung von zwei Platten zeigten sich folgende Nachteile gegenüber der Verwendung einer freiliegenden Platte (s. Abb. 11):

1. Ein gewisser Teil der von der unteren Wand eintreffenden Wärmestrahlung wird wieder zurück zur unteren Wand reflektiert.
2. Die von der oberen Wand absorbierte Strahlung wird durch Konvektion und Emission abgeführt. Ein Teil der so emittierten Strahlung trifft wieder auf die untere Wand.

Zur Minimierung der nach unten abgegebenen Wärme müsste die zweite Wand von unten sowohl eine hohe Absorptivität aufweisen, um die Strahlungsreflexion zu verringern, als auch eine geringe Emissivität, um die abgestrahlte Wärme gering zu halten. Laut dem kirchhoffschen Strahlungsgesetz, sind jedoch die Absorptivität und die Emissivität eines Körpers für eine gegebene Wellenlänge identisch. Durch Beschichtungen kann also keine wesentliche Verbesserung der Energiebilanz hervorgerufen werden.

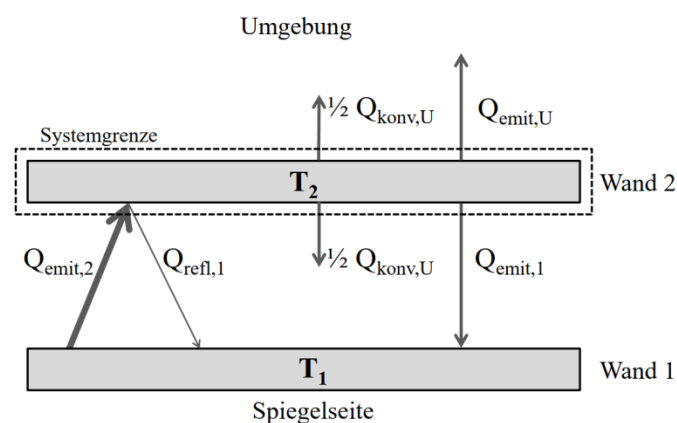


Abb. 11: Energiebilanz der Wärmeübertragung zweier planparalleler Platten

Auch wenn die zusätzliche Wand zu einer geringeren abgeführten Strahlung führt, ist es denkbar, dass die zusätzliche Fläche zur konvektiven Kühlung beitragen könnte. Dies lässt sich jedoch widerlegen, wenn die Energiebilanz der oberen Wand betrachtet wird:

$$Q_{\text{emit},2} = Q_{\text{refl},1} + Q_{\text{konv},U} + Q_{\text{emit},1} + Q_{\text{emit},U}$$

Daraus geht hervor, dass die an der zweiten Wand durch Konvektion und Emission abgeführte Wärme vollständig aus der absorbierten Strahlung stammt. Die obere Wand kann also nicht mehr Energie abführen, als sie von der unteren Wand durch Strahlung aufnimmt. Da diese Strahlung ohne die zweite Wand direkt an die Umgebung abgegeben worden wäre, verringert die zweite Wand die Gesamtkühlleistung.

Die zweite Wand beeinflusst jedoch auch die Konvektionsströmungen. Es ist also denkbar, dass auch die Wärmeübergangskoeffizienten infolge der veränderten Strömung unterschiedlich sind. Falls die zweite Wand zu höheren Wärmeübergangskoeffizienten führt, so muss geprüft werden, ob die bessere konvektive Wärmeübertragung die Nachteile bei der Abstrahlung aufheben können. Diese Betrachtung erfolgt im nachfolgenden Kapitel.

2.6.2 Vergleich der Wärmeübertragung durch freie Konvektion an planparallelen Platten und freien Flächen

Die verwendeten Korrelationen lassen darauf schließen, dass eine geneigte Wand höhere Wärmeübertragungen als ein geneigter Kanal erzeugen kann. In den Korrelationen war die Betrachtung des geneigten Kanals durch die Wertebereiche eingeschränkt. Um eine Aussage über die Kühlleistung im Maßstab der Sekundärreflektoren treffen zu können, muss der Wertebereich verlassen werden. Hierfür können CFD Simulationen verwendet werden.

Zur Validierung der Modelle, wurde zunächst eine Simulation innerhalb des Wertebereichs der Korrelation durchgeführt und mit den korrelierten Werten verglichen.

2.6.2.1 CFD Modelle

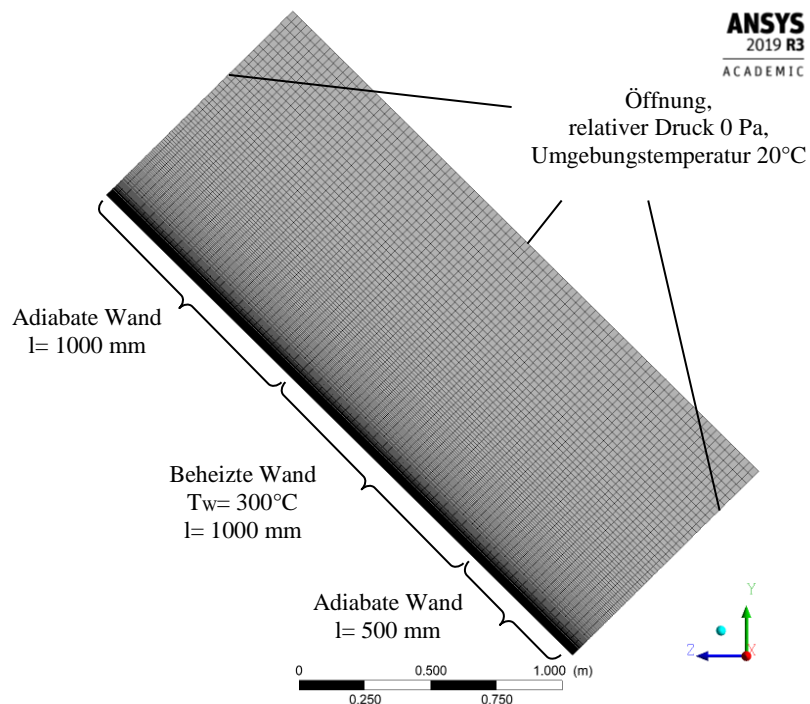
Für die Simulation der beiden Geometrien wurde jeweils ein zweidimensionales CFD Modell erstellt. Da in dem 2D Modell für den Kanal somit auch keine Seitenwände mit-simuliert wurden, ist strenggenommen nicht die Konvektion in einem Kanal, sondern zwischen zwei planparallelen Platten, bzw. eines Kanals unendlicher Breite simuliert worden. Im Falle des Kanals wurde nur das Fluid innerhalb des Kanals simuliert. Bei der freien Fläche wird das Fluid nicht durch eine zusätzliche Wand geführt, daher wurde hier ein Teil der umgebenden Luft mit in die Simulation aufgenommen.

Tabelle 6: *Eigenschaften der CFD Modelle*

Eigenschaft	Freie Fläche	Kanal
Länge des Fluids	2,5 m	1 m
Höhe des Fluids (senkrecht zur beheizten Wand)	1 m	0,05 m
Länge der beheizten Fläche	1 m	
Neigungswinkel	45°	
Wandtemperatur	300°C	
Umgebungstemperatur	20°C	

Die Simulation wurde thermisch stationär durchgeführt und es wurden konstante Wandtemperaturen von 300°C verwendet. Es wurden dabei einige Annahmen getroffen um den Simulationsaufwand zu reduzieren. So wurde als Fluid ein ideales, inkompressibles Gas angenommen und der Einfluss der Seitenwände vernachlässigt.

Die Vernetzung erfolgte mit nicht linearen Hexaeder Elementen (s. Abb. 12 & 13). In Wandnähe wurde das Netz verfeinert sodass sich ein $Y^+ < 1$ ergab. Für die verwendeten Netze wurden Netzstudien durchgeführt, die einen netzbedingten Fehler von $< 0,5\%$ ergaben.

Abb. 12: *CFD Modell der geneigten Wand*

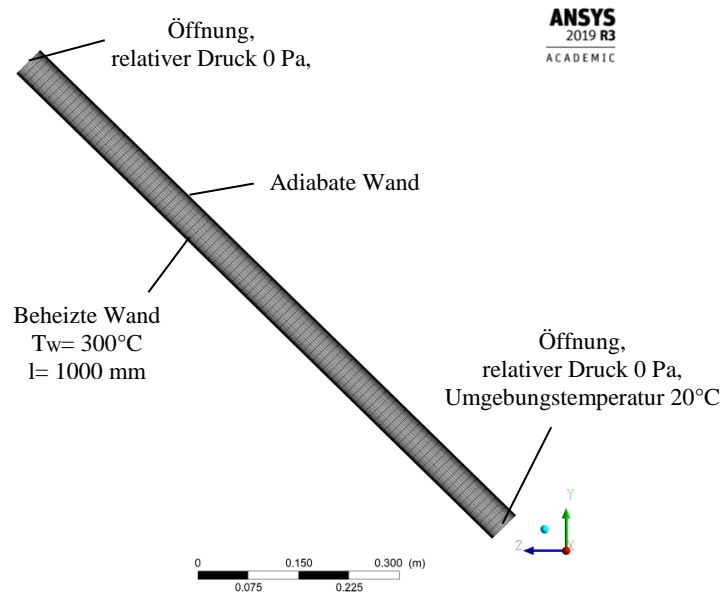


Abb. 13: CFD Modell des geneigten Kanals

2.6.2.2 Simulationsergebnisse innerhalb des Wertebereichs der Korrelationen

In den Abbildungen 14 und 15 werden die Ergebnisse der Simulation in Form von Geschwindigkeitsvektoren dargestellt. Tabelle 7 enthält die ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten bezogen auf eine Fluidtemperatur von 20°C und die maximale Strömungsgeschwindigkeiten. Zum Vergleich sind auch die Korrelationsergebnisse aufgeführt.

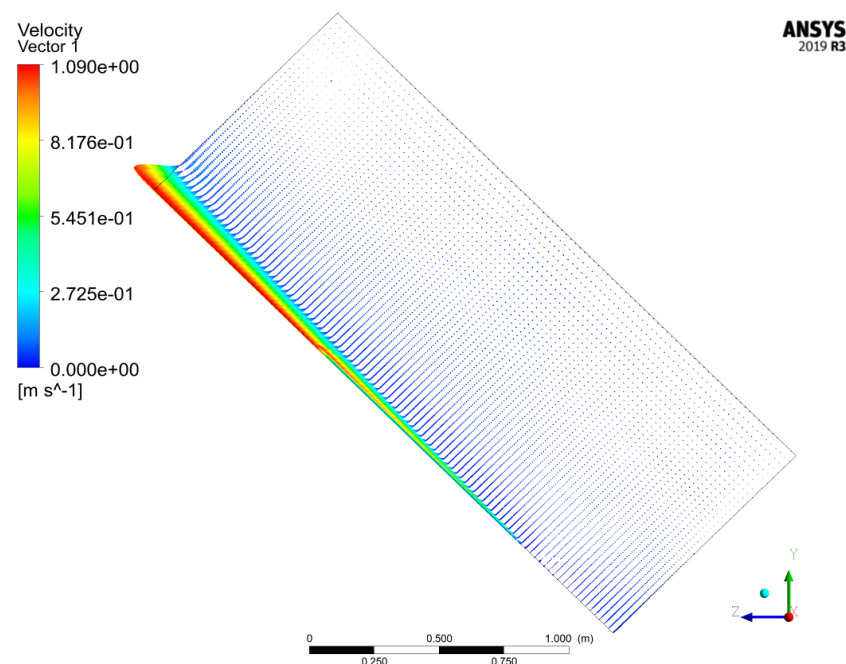


Abb. 14: CFD Ergebnis der geneigten, überströmten Wand

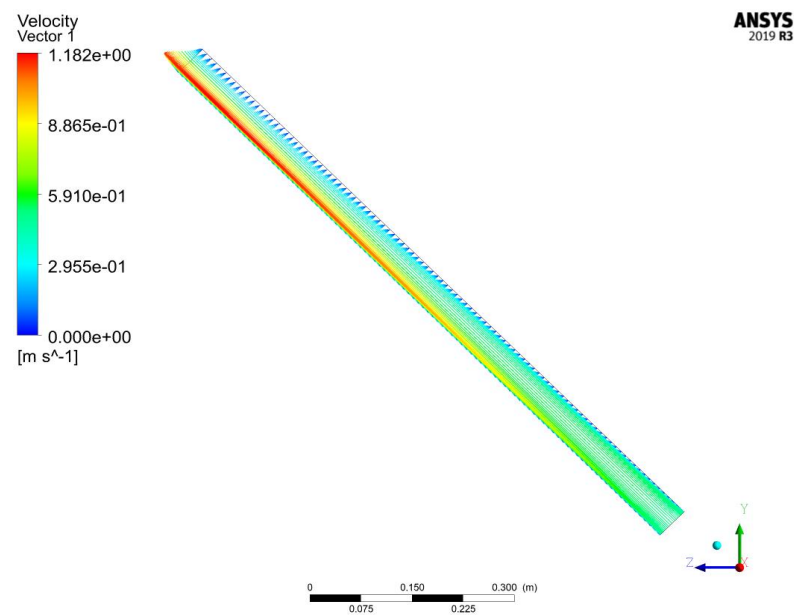


Abb. 15: CFD Ergebnis des einseitig beheizten, geneigten Kanals

Tabelle 7: Ergebnisse der CFD Simulationen

	Geneigte Wand	Geneigter Kanal
Wärmeübergangskoeffizient (Simulation)	6,59 W/m ² K	6,24 W/m ² K
Wärmeübergangskoeffizient (Korrelation)	7,77 W/m ² K	5,75 W/m ² K
Relative Abweichung von der Korrelation	-15,2%	+8,5%
Strömungsgeschwindigkeit (Simulation)	1,09 m/s	1,18 m/s

Die Abweichungen im Falle des geneigten Kanals könnten auf die Vernachlässigung der Seitenwände sowie auf die allgemeinen Ungenauigkeiten bei der Simulation freier Konvektion zurückzuführen sein. Im Falle der geneigten Wand gibt es noch einen weiteren Effekt, der zu einer Verringerung der Wärmeübertragung führen könnte. Die Rayleigh Zahl der Strömung liegt dort mit $4,7 \cdot 10^9$ deutlich oberhalb der kritischen Rayleigh Zahl ($1,2 \cdot 10^6$ bei einem Neigungswinkel von 45°). Es ist also zu erwarten, dass Strömungsablösungen auftreten. Diese Strömungsablösungen konnten in der CFD Simulation jedoch nur mit komplexeren Modellansätzen berücksichtigt werden. Es wird vermutet, dass dies zu den Abweichungen von den Korrelationswerten beiträgt.

Es zeigt sich des Weiteren, dass die Strömungsgeschwindigkeit im Kanal höher ist als an der geneigten Wand. Mit einem Unterschied von nur 8,3%, fällt der Geschwindigkeitsunterschied jedoch kleiner aus als erwartet.

Insgesamt zeigt sich, dass an der geneigten, überströmten Wand, trotz der fehlenden Strömungsablösungen, der Wärmeübergangskoeffizient geringfügig größer ist, als in dem geneigten, einseitig beheizten Kanal.

2.6.2.3 Simulationen außerhalb des Wertebereichs der Korrelationen

Es wird vermutet, dass die Strömungsablösungen den wesentlichen Grund für die höheren Wärmeübertragungen an der geneigten Wand darstellen. Da diese Ablösungen in der CFD Simulation nicht wiedergegeben werden konnten, ist ein Vergleich der beiden Fälle außerhalb des Wertebereichs nicht aussagekräftig.

Es wird stattdessen angenommen, dass die Effekte, die im kleinen Maßstab für die Unterschiede zwischen den beiden Fällen sorgen, auch im Maßstab der Sekundärreflektoren auftreten. Selbst wenn dies nicht der Fall ist und sich sogar geringfügige Vorteile seitens des Kanals zeigen sollten, ist es unwahrscheinlich, dass diese die zuvor aufgezeigten Nachteile im Bereich der Strahlungsabgabe kompensieren.

3 Entwicklung weiterer Kühlkonzepte

Das ursprüngliche Konzept sieht gekantete, rechteckige Kanäle vor. Zusätzlich werden im Folgenden weitere Konzepte entwickelt und bewertet. Die Betrachtung unterschiedlicher Ansätze und Konzepte soll sowohl dazu beitragen eine bessere Lösung zu finden, als auch zur Dokumentation alternativer Lösungswege dienen. Des Weiteren ist es denkbar, dass die optimalen Kühlgeometrien für freie und erzwungene Konvektion variieren können. Bei der Untersuchung eines einzigen Konzepts würde daher unter Umständen nur eine der beiden Strömungsformen betrachtet werden. Im Falle unzureichender Kühlleistung durch passive Kühlung wäre dann der Wechsel zu aktiver Kühlung nur mit erhöhtem Aufwand möglich.

3.1 Erste Konzeptideen

In der Konstruktionslehre gibt es eine Vielzahl verschiedener Vorgehensweisen zur Entwicklung neuer Konzepte. Zu Beginn der Konzeptentwicklung lohnt es sich oft zunächst durch Brainstorming einige verschiedene Ansätze zu entwickeln. Auf diese Weise können ohne großen Aufwand erste Erkenntnisse gewonnen werden, die in die weitere Konzeptentwicklung einfließen können.

Im Folgenden werden die durch Brainstorming entstandenen Konzeptideen dargestellt.

3.1.1 Unverarbeitetes Blech

Der simpelste Ansatz ist die Verwendung von unverarbeitetem Blech, welches günstig im Einkauf ist und nur in entsprechender Form zugeschnitten werden muss. Der Nachteil dieses Ansatzes liegt in der geringen Belastbarkeit von einfachen Blechen. Ohne zusätzliche Versteifungen besteht die Gefahr, dass sich das Blech auch im plastischen Bereich wellt oder ausbeult und so für eine unebene Reflexionsfläche sorgt. Um die Steifigkeit dieses Konzepts signifikant zu erhöhen, wären hohe Materialstärken erforderlich, was zum einen den Materialaufwand stark erhöht und gleichzeitig durch das höhere Gewicht eine größere Last für die tragende Struktur darstellt. Ohne eine Distanzierung des Blechs von der tragenden Struktur stellt die Wärmeleitung in die tragende Struktur ebenfalls ein großes Problem dar.

3.1.2 Unverarbeitetes Blech mit Distanzelementen

Dieser Ansatz löst das Problem der Wärmeleitung in die tragende Struktur durch Elemente, die das Blech von der tragenden Struktur distanzieren (s. Abb. 16). Die Belastbarkeit solcher einfacher Distanzelemente ist ohne zusätzliche Versteifung jedoch sehr gering, was bei hohen Windgeschwindigkeiten zum Versagen der Struktur führen könnte.

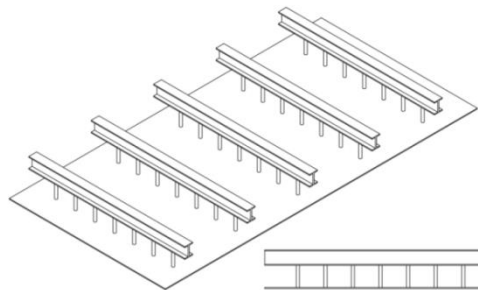


Abb. 16: Mögliche Umsetzung des Konzepts "unverarbeitetes Blech mit Distanzelementen" (Eigene Darstellung)

3.1.3 Versteifungsrippen

Der Einsatz von Versteifungsrippen, kann gleichzeitig zur Distanzierung von der tragenden Struktur und der Versteifung des zugrundeliegenden Blechs genutzt werden (s. Abb. 17). Auf diese Weise können verglichen mit den vorherigen Konzepten geringere Materialstärken eingesetzt werden. Je nach Anordnung der Versteifungsrippen, ist es möglich, dass die Konvektionsströmung beeinträchtigt wird.

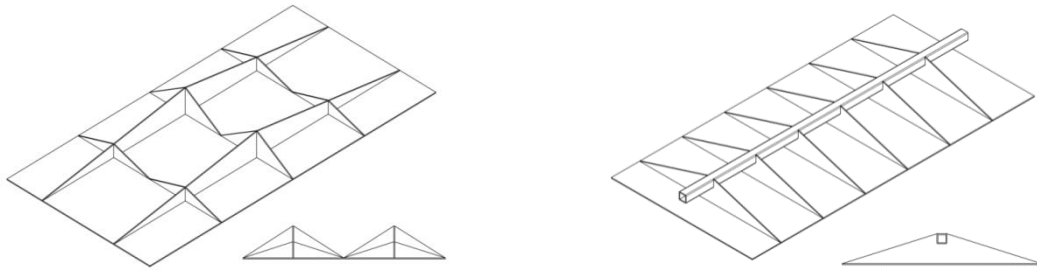


Abb. 17: Zwei mögliche Umsetzungen des Konzepts "Versteifungsrippen" (Eigene Darstellung)

3.1.4 Profilbleche

Bei diesem Konzept werden Normprofile, wie Trapezblech, Wellenblech, Winkelstahl, etc. mit einem Blech verbunden (s. Abb. 18). Das Blech dient dabei als ebene Reflexionsfläche, während die Profile für die nötige Steifigkeit und Distanzierung sorgen und gleichzeitig Strömungskanäle erzeugen. Normprofile sind günstig, verringern den Fertigungsaufwand und sind in verschiedenen Ausführungen erhältlich.

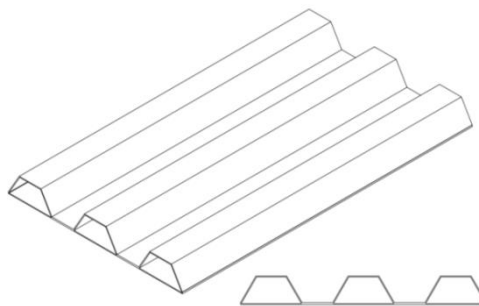


Abb. 18: Mögliche Umsetzung des Konzepts "Profilbleche" am Beispiel von Trapezblechen (Eigene Darstellung)

3.1.5 Geschlossener Kanal

Geschlossene Kanäle können beispielsweise durch Rechteckrohre erzeugt werden (s. Abb. 19). Sie lassen nur eine Strömungsrichtung zu und können daher den Kamineffekt nutzen oder für aktive Kühlung verwendet werden. Durch die Biegeradien geht zwischen zwei Elementen ein Teil der Reflexionsfläche verloren. Rohre mit geringerer Wandstärke besitzen in der Regel kleinere Biegeradien. Der Reflexionsflächenverlust hängt also von den verfügbaren Profilausführungen ab.

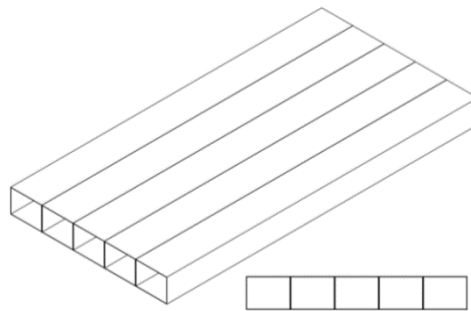


Abb. 19: Mögliche Umsetzung des Konzepts "geschlossener Kanal" (Eigene Darstellung)

3.1.6 Rückseitig geöffneter Kanal

Die Umsetzung dieses Konzepts könnte in Form von aneinander gereihten U-Profilen, aufgeschweißten Blechstreifen oder durch gekantete Bleche erfolgen (s. Abb. 20). Durch die Öffnung des Kanals nach oben, kann verglichen mit dem geschlossenen Kanal eine bessere Strahlungsabgabe an die Umgebung erfolgen. Durch den offenen Querschnitt findet jedoch keine Strömungsführung statt, wodurch aktive Kühlmaßnahmen bei diesem Konzept wenig vielversprechend sind.

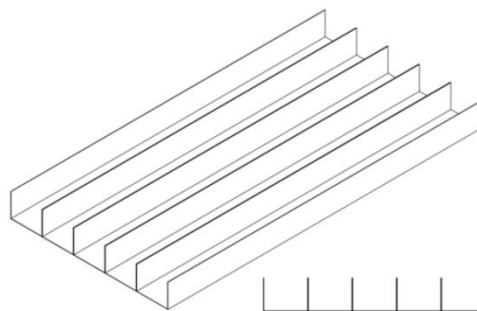


Abb. 20: Mögliche Umsetzung des Konzepts "Rückseitig geöffneter Kanal" (Eigene Darstellung)

3.2 Auswahl des Fertigungsverfahrens

Bei vielen der oben stehenden Konzepte ist die Fertigung mit gewissen Schwierigkeiten verbunden. Die erste Herausforderung stellt das Fügen der Bauteile dar. Schweißverbindungen können zu Eigenspannungen und Verformungen führen und sind aufgrund der geringen thermischen Belastbarkeit der Beschichtung nur vor dem Beschichten möglich. Schrauben und Nieten würden auf der Reflexionsfläche liegen und viele Klebstoffe würden die hohen Temperaturen nicht aushalten. Des Weiteren ist eine Anpassung an die Trapez-Form der Sekundärreflektoren mit Normteilen oft nur schwer möglich.

Eine Lösung dieses Problems könnte durch die Verwendung von Laser-Kant-Konstruktionen erfolgen. Dabei werden zunächst mithilfe eines Lasers Bleche in beliebiger Form aus einer Blechtafel ausgeschnitten und anschließend gekantet. Auf diese Weise können alle der oben genannten Konzepte näherungsweise nachgestellt werden. Die Verwendung von Laser-Kant-Konstruktionen bieten gegenüber den oben genannten Konzepten folgende Vorteile:

- Geringere Materialstärken möglich
- Größere Flexibilität bei der Formgebung:
 - Beliebige Grundfläche verbessert die Eignung für trapezförmige Reflektorelemente
 - Leichtbau durch lastgerechtere Konstruktion
- Spiegel wird direkt in die Kühlstruktur integriert (Beschichtung kann direkt auf das Bauteil aufgetragen werden)
- Schweißverbindungen können durch Kantungen vermieden werden

Aus diesen Gründen wird im Weiteren die Verwendung von Laser- und Kantprozessen zur Fertigung der Spiegelemente angenommen.

3.3 Morphologischer Kasten

Der morphologische Kasten dient der systematischen Entwicklung von Konzepten. Dafür werden zunächst möglichst unabhängige Merkmale des zu entwickelnden Konzepts ermittelt. Anschließend werden für jedes Merkmal mehrere Teillösungen gesucht und in dem morphologischen Kasten eingetragen.

Normalerweise ergibt sich eine Gesamtlösung, wenn für jedes Merkmal eine Teillösung ausgewählt wird. Nach diesem Verfahren wären mit dem entstandenen morphologischen Kasten (s. Tabelle 8) mehr als 300.000 unterschiedliche Gesamtlösungen möglich. Da nicht alle Merkmale unabhängig voneinander sind, fällt die tatsächliche Anzahl an potentiellen Lösungen geringer aus.

Tabelle 8: *Morphologischer Kasten für eine Laser-Kant-Konstruktion*

Morphologischer Kasten					
Merkmal	Ausprägung				
	1	2	3	4	5
Grundfläche	Rechteckig 0,44	Trapezförmig 0,67	Dreieckig 0,48	Quadratisch 0,46	
Seitenwände	Vollmaterial 0,64 / 0,68	mit Ausschnitten 0,69 / 0,63	Keine 0,60 / 0,56		
Wände in Strömungsrichtung	Vollmaterial 0,46	mit Ausschnitten 0,62	Keine 0,72		
Rückseitige Wand	Vollmaterial 0,51 / 0,69	mit Ausschnitten 0,65 / 0,54	Aus strahlungsdurchlässigem Material 0,52 / 0,62	Keine 0,68 / 0,49	
Höhe des Kanals (bei geschlossener Geometrie)	Abnehmend 0,25 / 0,28	Zunehmend 0,42 / 0,72	Konstant 0,63 / 0,53		
Versteifung der Reflexionsfläche	Kreuz- bzw. Diagonal-Kantung 0,61	Trapezdicke 0,6	Hohe Materialstärke 0,45	Geringe Modulgröße 0,64	
Aufnahme thermischer Dehnungen	Langlöcher 0,72	Einhalen 0,62	Aufhängung über Drahtseile (für oberen Reflektor) 0,59	Führungsschiene 0,62	Keine 0,58
Aufnahme der Biegeverformung	Sollbiegestellen 0,56	Befestigung an zwei Achsen parallel zur Biegeachse 0,68	Elastische Verbindung zur tragenden Struktur 0,53	Keine 0,52	
Lüfterposition (bei aktiver Kühlung)	Am Absorber - / 0,94	Am äußeren Reflektorrand - / 0,69	Mittig am Reflektor - / 0,63		

* Unter den Ausführungen sind die in 3.4 ermittelten technischen Wertigkeiten aufgeführt. Jeweils für die passive und aktive Kühlung.

Trotzdem ist durch die Menge der möglichen Lösungen keine Detailbetrachtung aller Lösungen möglich, daher müssen aus dem morphologischen Kasten eine geringe Anzahl vielversprechender Lösungen ausgewählt werden. Dies kann nach Intuition erfolgen oder durch eine Bewertung der einzelnen Teillösungen.

3.4 Bewertung der Teillösungen

Anstatt aus dem morphologischen Kasten intuitiv eine Auswahl von Konzepten zu treffen und diese dann zu bewerten, erfolgt eine Bewertung der einzelnen Teillösungen. Anschließend kann ein Konzept entwickelt werden, dass die bestbewerteten Teillösungen vereint.

Die Teillösungen werden daran gemessen wie gut sie die Anforderungen der in Anhang 1 festgehaltenen Anforderungsliste erfüllen. Da nicht alle Anforderungen von gleicher Bedeutung sind, erfolgt zunächst eine Gewichtung der Anforderungen mithilfe des paarweisen Vergleichs (siehe Abb. 21). Dabei wird jede Anforderung mit jeder anderen Anforderung direkt verglichen und als weniger wichtig (1), genauso wichtig (2) oder wichtiger (3) eingestuft. Auf diese Weise erhält jede Anforderung eine Punktzahl, anhand der ihr eine Gewichtung zugeordnet werden kann. Es werden dabei nur die für die Bewertung der Konzepte relevanten Anforderungen betrachtet.

Paarweiser Vergleich																			
Bewertung: 3 ... ist wichtiger 2 ... ist gleichwichtig 1 ... ist weniger wichtig		Verwendung von Gleichteilen	Spiegelblechstärke	Reflexionsflächenverlust durch Spalte oder Biegeradien	Reflexionswinkelabweichung der Spiegelflächen	Ungestörte Strahlungsabgabe auf Rückseite	Ungestörte Konvektionsströmung	An Trapezform anpassbar	Thermische Belastung	Windgeschwindigkeit	Max. Spiegeltemperatur	Hohe mittlere Spiegeltemperatur	Max. Temperatur in der tragenden Struktur	Geringer Fertigungsaufwand	Geringer Materialaufwand	Maximale Modulgröße	Spiegelemente zerstörungsfrei austauschbar	Spiegelemente einzeln austauschbar	Spiegelgruppen einzeln austauschbar
		Verwendung von Gleichteilen	Spiegelblechstärke	Reflexionsflächenverlust durch Spalte oder Biegeradien	Reflexionswinkelabweichung der Spiegelflächen	Ungestörte Strahlungsabgabe auf Rückseite	Ungestörte Konvektionsströmung	An Trapezform anpassbar	Thermische Belastung	Windgeschwindigkeit	Max. Spiegeltemperatur	Hohe mittlere Spiegeltemperatur	Max. Temperatur in der tragenden Struktur	Geringer Fertigungsaufwand	Geringer Materialaufwand	Maximale Modulgröße	Spiegelemente zerstörungsfrei austauschbar	Spiegelemente einzeln austauschbar	Spiegelgruppen einzeln austauschbar
		Verwendung von Gleichteilen	Spiegelblechstärke	Reflexionsflächenverlust durch Spalte oder Biegeradien	Reflexionswinkelabweichung der Spiegelflächen	Ungestörte Strahlungsabgabe auf Rückseite	Ungestörte Konvektionsströmung	An Trapezform anpassbar	Thermische Belastung	Windgeschwindigkeit	Max. Spiegeltemperatur	Hohe mittlere Spiegeltemperatur	Max. Temperatur in der tragenden Struktur	Geringer Fertigungsaufwand	Geringer Materialaufwand	Maximale Modulgröße	Spiegelemente zerstörungsfrei austauschbar	Spiegelemente einzeln austauschbar	Spiegelgruppen einzeln austauschbar
		Verwendung von Gleichteilen	Spiegelblechstärke	Reflexionsflächenverlust durch Spalte oder Biegeradien	Reflexionswinkelabweichung der Spiegelflächen	Ungestörte Strahlungsabgabe auf Rückseite	Ungestörte Konvektionsströmung	An Trapezform anpassbar	Thermische Belastung	Windgeschwindigkeit	Max. Spiegeltemperatur	Hohe mittlere Spiegeltemperatur	Max. Temperatur in der tragenden Struktur	Geringer Fertigungsaufwand	Geringer Materialaufwand	Maximale Modulgröße	Spiegelemente zerstörungsfrei austauschbar	Spiegelemente einzeln austauschbar	Spiegelgruppen einzeln austauschbar
Verwendung von Gleichteilen		3	1	1	1	3	3	2	3	3	3	1	3	2	3	2	1	3	3
Spiegelblechstärke		3	3	1	3	2	2	2	3	3	3	1	3	1	2	1	1	3	3
Reflexionsflächenverlust durch Spalte oder Biegeradien		3	3	3	1	2	2	2	3	3	3	1	3	2	2	1	2	3	3
Reflexionswinkelabweichung der Spiegelflächen		3	1	3	3	3	2	2	3	3	3	1	3	3	3	1	2	3	3
Ungestörte Strahlungsabgabe auf Rückseite		1	2	2	1	3	2	1	3	3	3	1	2	2	2	1	2	3	3
Ungestörte Konvektionsströmung		1	2	2	2	2	3	1	3	3	3	1	2	2	2	1	2	3	3
An Trapezform anpassbar		2	2	2	2	3	3	3	3	3	3	1	3	2	2	1	1	3	3
Thermische Belastung		1	1	1	1	1	1	1	3	2	3	1	1	1	1	1	1	1	1
Windgeschwindigkeit		1	1	1	1	1	1	1	2	3	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Max. Spiegeltemperatur		1	1	1	1	1	1	1	1	3	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Hohe mittlere Spiegeltemperatur		3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
Max. Temperatur in der tragenden Struktur		1	1	1	1	2	2	1	3	3	3	1	3	1	1	1	1	3	3
Geringer Fertigungsaufwand		2	3	2	1	2	2	2	3	3	3	1	3	3	1	1	2	3	3
Geringer Materialaufwand		1	2	2	1	2	2	2	3	3	3	1	3	3	3	1	2	3	3
Maximale Modulgröße		2	3	3	3	3	3	3	3	3	3	1	3	3	3	3	2	3	3
Spiegelemente zerstörungsfrei austauschbar		3	3	2	2	2	2	3	3	3	3	1	3	2	2	2	3	3	3
Spiegelemente einzeln austauschbar		1	1	1	1	1	1	1	3	3	3	1	1	1	1	1	1	2	2
Spiegelgruppen einzeln austauschbar		1	1	1	1	1	1	1	3	3	3	1	1	1	1	1	1	2	2
Summe Punkte		30	31	29	26	34	33	29	48	48	51	17	39	31	31	21	26	44	44
Rang		9	8	10	11	6	7	10	2	2	1	13	5	8	8	12	11	3	3
Gewichtung		13	14	12	9	17	16	12	31	31	34	0	22	14	14	4	9	27	27

Abb. 21: Paarweiser Vergleich der Anforderungen

Nachdem auf diese Weise eine Gewichtung der Anforderungen entstanden ist, können als nächstes die Teillösungen bewertet werden. Da ein quantitativer Vergleich der Teillösungen aufgrund der Vielzahl von Anforderungen und Teillösungen nur selten möglich ist, erfolgt stattdessen eine grobe Einschätzung durch die Vergabe von Punkten. Jede Teillösung erhält dabei eine Punktzahl von 0 (unbefriedigend) bis 4 (ideal).

Anschließend ergibt sich die technische Wertigkeit der Teillösung nach folgender Formel:

$$\text{technische Wertigkeit} = \frac{\sum \text{Bewertung} \cdot \text{Gewichtung}}{\text{maximale Gesamtpunktzahl}}$$

Für jede Teillösung werden nur die Anforderungen betrachtet, auf dessen Erfüllung diese Teillösung einen Einfluss hat.

Da die Wahl zwischen aktiver und passiver Kühlung einen Einfluss auf die Bewertung mancher Teillösungen hat, wird diese Bewertung jeweils einmal für passive und aktive Kühlung durchgeführt

Die vollständige Punktevergabe ist in Anhang 2 festgehalten.

Diese Vorgehensweise bietet eine Reihe von Vorteilen:

- Es findet eine Dokumentation der Bewertung statt
- Sollten sich neue Teillösungen oder Anforderungen ergeben, so können diese ohne großen Aufwand nachträglich in die Bewertung aufgenommen werden
- Die Punktevergabe kann bei neuen Erkenntnissen nachträglich angepasst werden

Nachdem die technischen Wertigkeiten der Teillösungen ermittelt wurden, können diese zur besseren Übersicht direkt in den morphologischen Kasten eingetragen werden.

Die Auswahl der besten Teillösungen liefert für jeden der vier betrachteten Fälle eine bestbewertete Gesamtlösung. Bei dieser Lösung handelt es sich aber nicht zwangsläufig auch um die perfekte Lösung. Dies ist auf folgende Probleme zurückzuführen:

- Es wurden wahrscheinlich nicht alle möglichen Teillösungen gefunden/ betrachtet
- Es wurden wahrscheinlich nicht alle möglichen Anforderungen gefunden/ betrachtet
- Die Bewertung basiert auf Abschätzungen, Fehleinschätzungen sind denkbar

Um die Wahrscheinlichkeit von Fehleinschätzungen in den wichtigsten Bereichen zu reduzieren, wurden in Kapitel 2 einige Vorbetrachtungen durchgeführt, die ein besseres Verständnis für die Problemstellungen erzeugten.

Auf diese Weise wurden die wesentlichen Merkmale der Konzepte festgehalten. Detailkonzepte ergeben sich daraus jedoch noch nicht, da jedes Merkmal auf unterschiedliche Weise umgesetzt werden kann. Abbildung 22 zeigt eine mögliche Umsetzung dieser Merkmale.

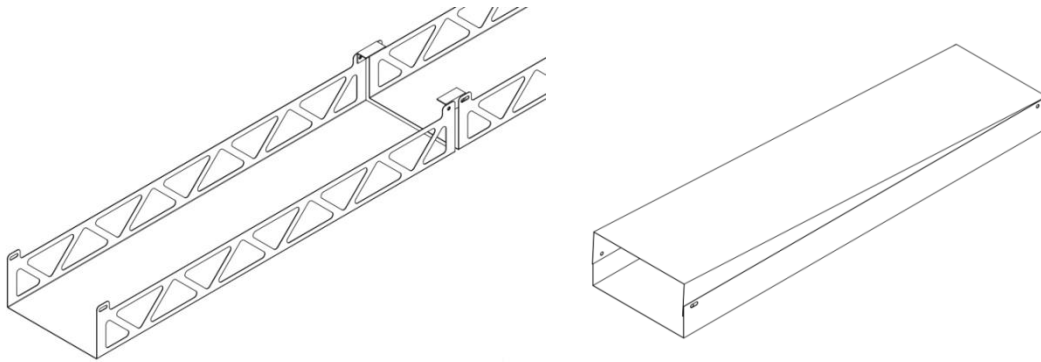


Abb. 22: Darstellung einer möglichen Umsetzung der Konzepte für passive Kühlung (links) und aktive Kühlung (rechts); Lüfter und tragende Struktur nicht dargestellt

4 Dimensionierung der kühlenden und tragenden Struktur

Im Folgenden Kapitel werden einige konstruktionsrelevante Eigenschaften wie die Form der Grundfläche oder die Elementmaße der kühlenden Struktur betrachtet. Weiterhin wird eine Grobkonstruktion der tragenden Struktur erstellt und dessen Belastbarkeit nachgewiesen. Für beide Strukturen wird der Materialaufwand grob abgeschätzt.

4.1 Grundfläche der Kühlelemente

Die Sekundärreflektoren bestehen jeweils aus 24 trapezförmigen Elementen. Da diese Elemente aufgrund ihrer Größe nicht als Ganzes gefertigt werden können, wird jedes Reflektorelement in weitere Teilelemente unterteilt. Die Form der Grundfläche dieser Teilelemente ist dabei entscheidend für die Erzeugung einer trapezförmigen Reflexionsfläche.

Regelmäßige Formen wie Rechtecke oder Quadrate als Grundfläche zu verwenden ist zwar grundsätzlich möglich, jedoch kann dadurch keine trapezförmige Fläche lückenlos abgedeckt werden. Hier wären dann zusätzlich dreieckige oder trapezförmige Elemente erforderlich.

Wenn alle Teilelemente dieselbe Form besitzen sollen, um so die Anzahl an Gleichteilen zu erhöhen, dann kommen nur Trapeze oder Dreiecke als Grundfläche in Frage (s. Abb. 23 a). Dreiecke besitzen jedoch den Nachteil, dass durch ihre spitz zulaufende Form die Strömung durch die Seitenwände ungünstig beeinflusst würde. Wird stattdessen in den Spitzen der Dreiecke auf Seitenwände verzichtet, so sinkt dort die Belastbarkeit stark.

Entsprechend der durchgeführten Konzeptbewertung wurde für die Elemente eine trapezförmige Grundfläche ausgewählt. Hier gibt es mehrere mögliche Umsetzungen. So kann zum Beispiel eine alternierende Anordnung gewählt werden (s. Abb. 23 b). Die möglichen Formen der Teilelemente sind von der Gestalt des zugrundeliegenden Trapezes abhängig. Es kann daher keine beliebige Anzahl von Elementen verwendet werden.

Eine andere Möglichkeit zur Verwendung von Gleichteilen stellt die nicht alternierende, leicht versetzte Anordnung von Trapezen dar (siehe Abb. 23 c). Zwar kann hier die Grundfläche nicht exakt wiedergegeben werden, jedoch ist eine beliebige Anpassung der Elementanzahl möglich.

Die letzte betrachtete Möglichkeit stellt die Verwendung von nicht identischen Trapezen dar (s. Abb. 23d). Diese bieten exakte Formwiedergabe und beliebige Elementzahl auf Kosten von mehr unterschiedlichen Teilen.

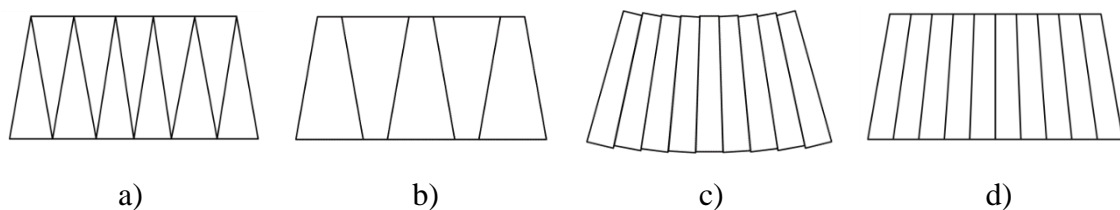


Abb. 23: Anpassbarkeit verschiedener Grundflächen an die trapezförmigen Reflektorsegmente;
 a) Gleiche Dreiecke b) alternierende Trapeze c) nicht alternierende, gleiche Trapeze
 d) nicht alternierende, ungleiche Trapeze (Eigene Darstellung)

4.2 Biegeradien und Materialstärke

Im Bereich der Biegungen treten mehrere ungewollte Effekte auf:

Zum einen wird ein Teil der eintreffenden Strahlung durch die Krümmung nicht zum Absorber reflektiert. Zum anderen kann im Bereich der Biegungen die eintreffende Strahlung mehrmals zwischen den Elementen hin und her geworfen werden, was lokal zu einer erhöhten Strahlungsabsorption führt (Schöttl 2020).

Es ist daher von Bedeutung den Biegeradius zu reduzieren. Da dieser hauptsächlich von der Materialstärke abhängt, ist es sinnvoll eine möglichst geringe Materialstärke anzustreben.

Eine geringe Materialstärke senkt darüber hinaus auch das Gesamtgewicht der Reflektoren, was zu einer Reduktion der Materialkosten führt und gleichzeitig auch die Belastung für die tragende Struktur verringert.

4.3 Mechanische Dimensionierung der kühlenden Struktur

4.3.1 Ermittlung der Windlast

Die Windlast ist in erster Linie von der Windgeschwindigkeit abhängig. Da Windgeschwindigkeiten in der Regel in einer Höhe von 10m gemessen werden, wird mit Hilfe eines logarithmischen Geschwindigkeitsprofil auf die Windgeschwindigkeiten in Höhe der Reflektoren (230-250m über dem Boden) geschlossen.

$$v(h) = v_0 \frac{\ln\left(\frac{h}{z_0}\right)}{\ln\left(\frac{h_0}{z_0}\right)}$$

In einer Untersuchung zum Potential von Windkraftanlagen wurde in dem Zeitraum von 1978 bis 1983 eine maximale Windgeschwindigkeit von 22m/s in Ouarzazate gemessen (H. and A. 2009). Gemäß der DIN 1055-4 ergibt sich eine Geländerauhigkeit von $z_0 = 0,05$ (DIN-e.V. 2005). Die resultierende Windgeschwindigkeit in einer Höhe von 250 m beläuft sich dann auf 127 km/h bzw. 35,3 m/s.

Als Windlast wird hier nur der Staudruck berücksichtigt. Es wird jedoch vermutet, dass turbulente Umströmungen am Rand der Sekundärreflektoren zu Schwingungen führen, welche größere mechanische Lasten hervorrufen könnten. Da die Schwingungen am Ende der Reflektoren erwartet werden und sich somit im thermisch nur gering belasteten Bereich befinden, findet keine Überlagerung der beiden Extremfälle statt.

Der Winddruck wird wie folgt berechnet:

$$p = c_p \frac{\rho}{2} v^2$$

Die Dichte von Luft bei 20°C beträgt 1,189 kg/m³, für den Druckbeiwert c_p wurde 1 angenommen, da der reine Staudruck betrachtet werden soll. Es ergibt sich somit ein Druck von 740 Pa.

4.3.2 Maximale Elementbreite

Unter der Annahme, dass eine Materialstärke von 1 mm verwendet wird, wurde eine Untersuchung der Belastbarkeit des Kanals vorgenommen. Dabei wurde vor allem die maximale Elementbreite untersucht. Während die Breite der Elemente keinen großen Einfluss auf die Maximaltemperatur oder die thermischen Spannungen hat, ist sie die

bestimmende Größe für die Anzahl der Kanäle pro Reflektorsegment. Mit zunehmender Elementbreite ist mit einem starken Anstieg der Spannungen und Verformung zu rechnen. Dieser Effekt wurde untersucht, indem bei einer mechanischen FEM Simulation die maximale Verformung in Folge der statischen Last und der Windlast ermittelt wurde. Die geometrische Nichtlinearität in Folge der teilweise großen Verformungen wurde dabei berücksichtigt.

Es zeigte sich, dass ab einer Elementbreite von ca. 500-600 mm ein starker Anstieg der Verformung entsteht (s. Abb. 24). Basierend auf diesen Erkenntnissen wird eine Unterteilung der Reflektorsegmente auf 10 Elemente in der Breite vorgenommen. Dabei ergeben sich eine Einlassbreite von 350 mm und eine Auslassbreite von 480 mm.

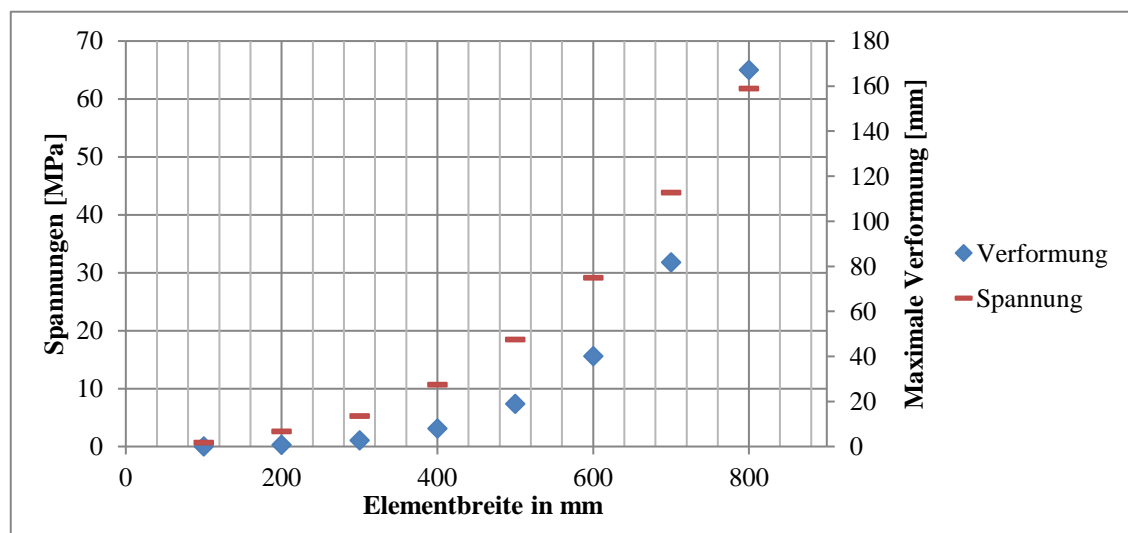


Abb. 24: Spannungen und Verformungen eines Elements des unteren Reflektors bei einem Staudruck von 740 Pa

Abb. 25 zeigt die resultierenden Spannungen eines Elements mit 480mm Breite bei einer Druckbelastung mit 740Pa in negativer x-Richtung. Es wurde ein Element des unteren Reflektors betrachtet, da dort aufgrund des größeren Neigungswinkels die Belastungskomponente senkrecht auf dem Reflektor größer ist als bei dem oberen Reflektor. Zur besseren Sichtbarkeit sind die Verformungen um einen Faktor 12 verstärkt dargestellt. Bei den maximalen Spannungen handelt es sich um Singularitäten, die auf die Lagerung des Modells zurückzuführen sind. Die tatsächlichen maximalen Spannungen befinden sich auf der reflektiven Seite im Bereich der Biegungen und betragen ca. 44 MPa.

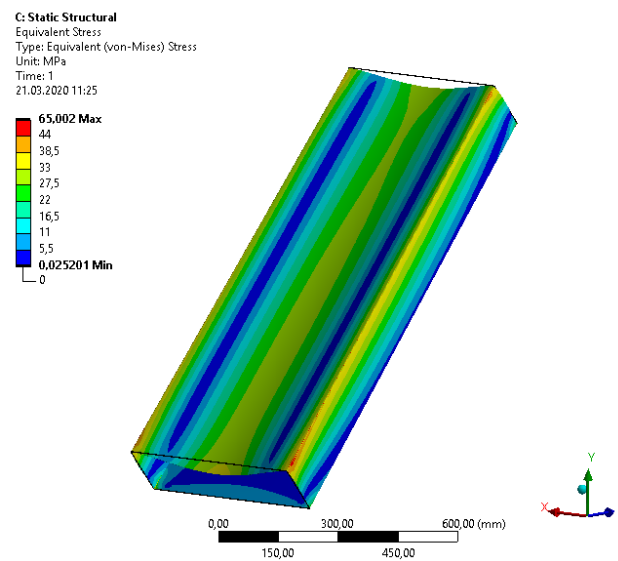


Abb. 25: Spannungsverteilung in Folge der Windlast eines Elements des unteren Reflektors mit einer Breite von 480 mm

Die Streckgrenze des verwendeten Spiegelwerkstoffes (Edelstahl 1.4301) ist stark temperaturabhängig. Bei Raumtemperatur wird die Streckgrenze bei ca. 200 MPa erreicht, bei 200°C schon bei ca. 174 MPa und bei einer Temperatur von 400°C liegt die Streckgrenze nur noch bei ca. 98 MPa (DEW-Stahl 2015). Die Spannungen liegen deutlich unter der Streckgrenze des Materials, abhängig von den lokalen Temperaturen wird ein Sicherheitsfaktor von 2,2 -4,5 erreicht. Es gilt allerdings zu beachten, dass Schwingungen und thermische Spannungen nicht berücksichtigt wurden. Trotz großer Sicherheitsfaktoren könnte eine Detailbetrachtung dieser Einflüsse zu der Wahl einer anderen Elementbreite führen.

4.3.3 Maximale Elementlänge

Zur Reduzierung von thermischen Spannungen ergab die Konzeptbewertung aus Kapitel 3.4, dass die Spiegelemente an zwei Punkten gelagert werden sollten. Da die Spiegel eine Länge von 5 bis 6 m aufweisen ist die Belastbarkeit bei einer Lagerung an zwei Punkten in Frage zu stellen. Auch die Handhabung entsprechend großer Elemente würde sich als schwierig gestalten. Daher wird an dieser Stelle die Unterteilung in mehrere Elemente über die Länge empfohlen.

Um eine unnötige Erhöhung der Teilezahl zu vermeiden, sollten so wenige Unterteilungen wie möglich vorgenommen werden. Die maximale Elementlänge wird durch Art und Lage der Lagerungen bestimmt und kann erst im Zuge der Detailkonstruktion ge-

nauer bestimmt werden. Für die weiteren Betrachtungen wird eine Unterteilung in vier Elemente angenommen.

Unter den getroffenen Annahmen würde sich ein Reflektorsegment aus 40 Kühlelementen zusammensetzen. Abhängig von der gewählten Grundfläche wären dafür entweder 40 oder 4 unterschiedliche Elemente erforderlich (s. Abb. 26), wobei bei der Verwendung von 40 Elementen die Hälfte der Elemente spiegelsymmetrisch sind. Das ganze System bestehend aus zwei Reflektoren mit jeweils 24 Reflektorsegmenten würde dann 1920 Kühlelemente enthalten.

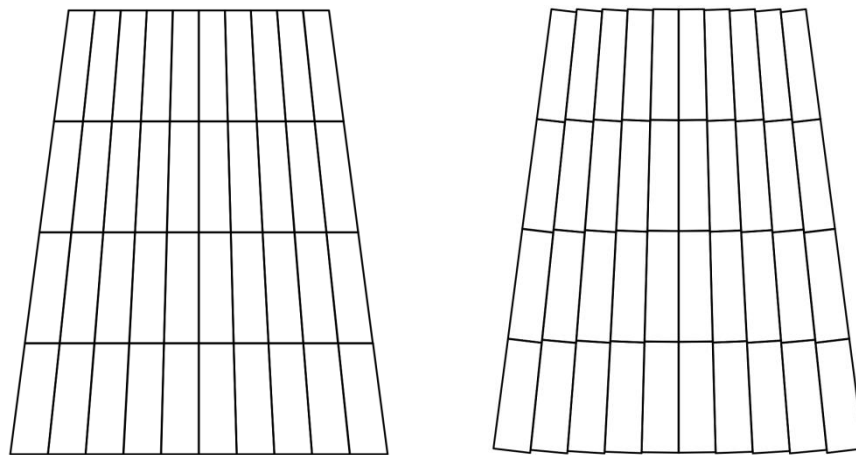


Abb. 26: Anordnung der Kühlelemente mit 40 unterschiedlichen Elementen (links) und 4 Gleichteilen (rechts) am Beispiel eines Segments des oberen Reflektors

4.4 Grobkonstruktion der tragenden Struktur

Die tragende Struktur muss zum einen die Spiegelemente aufnehmen und die auftretenden Kräfte an den Turm übertragen.

Die entwickelten Konstruktionen (s. Abb. 27) bestehen dabei aus acht U-Profilen, die quer zu den Kanälen verlaufen, und zwei Doppel-T-Trägern, die in Längsrichtung verlaufen. Ein Paar angestellter Doppel-T-Träger dient jeweils zur zusätzlichen Unterstützung der Struktur.

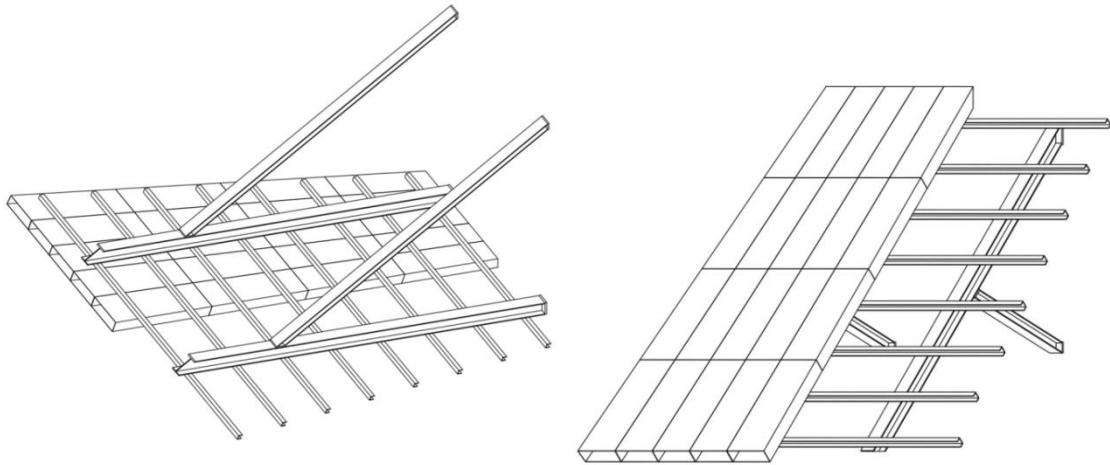


Abb. 27: Modell der tragenden Struktur eines Reflektorsegments; links: oberer Reflektor; rechts: unterer Reflektor

Im Gegensatz zu den Spiegelementen ist hier kein Werkstoff vorgegeben, es wird daher ein üblicher Baustahl wie S235 angenommen. Die erforderliche Korrosionsbeständigkeit könnte dabei durch Verzinken erreicht werden.

4.5 Belastbarkeitsnachweis der tragenden Struktur

Als Lasten werden statische Lasten durch die Erdbeschleunigung sowie Windlasten angenommen. Zur Reduktion der Modellkomplexität und der Elementzahl wurden die Kühlelemente nicht in das FEM Modell der tragenden Struktur aufgenommen. Die resultierenden Kräfte wurden daher direkt an den Querstreben aufgebracht und setzen sich aus der Gewichtskraft der Kühlelemente und der Kraft infolge des Winddrucks zusammen. Als Lagerbedingungen wurden Festlager an den Kontaktflächen zur Turmwand verwendet. Um zu prüfen, dass die Ergebnisse netzunabhängig sind, wurde in beiden Fällen eine Netzstudie durchgeführt.

4.5.1 Statische Last

Für die Ermittlung der Gewichtskraft der Kühlelemente wird zunächst deren Masse abgeschätzt. Hierfür wird das Konzept der aktiven Kühlung betrachtet, da dieses aufgrund des höheren Materialaufwands eine größere Masse aufweist. Ausgehend von einer Materialstärke von 1 mm wurde für die Kühlelemente des oberen Reflektors eine Gesamtmasse von 600kg und für die des unteren Reflektors eine Gesamtmasse von 500 kg abgeschätzt.

Das Gewicht der tragenden Struktur wurde durch Berücksichtigung der Erdbeschleunigung simuliert.

4.5.2 Windlast

Für die Ermittlung der Windlast wird entsprechend Kapitel 4.3.1 vorgegangen. Da die Sicherheit der tragenden Struktur von besonderer Bedeutung ist, wird hier eine Windgeschwindigkeit von 160 km/h angenommen (basierend auf einer Windgeschwindigkeit von 100 km/h in 10 m Höhe; entspricht Windstufe 10 auf der Beaufort-Skala). Der resultierende Staudruck beläuft sich auf ca. 1200 Pa.

Für die Ermittlung der Kraft infolge des Winddrucks, wurde die Druckkomponente, die senkrecht auf die Spiegelfläche wirkt ermittelt und mit der Spiegelfläche multipliziert.

Insgesamt ergaben sich die folgenden Lasten:

Tabelle 9: Zusammensetzung der Lasten am oberen und unteren Reflektor

	Oberer Reflektor		Unterer Reflektor	
	F_y	F_z	F_y	F_z
Windlast	11160 N	3840 N	-13300 N	-13300 N
Gewichtskraft	-5890 N	-	-4910 N	-
Lastfall 1	5270 N	3840 N	-18210 N	-13300 N
Lastfall 2	11160 N	3840 N	-	-

Lastfall 1 stellt dabei die Überlagerung der statischen und der Windlast dar, während Lastfall 2 lediglich die statischen Kräfte berücksichtigt.

Der Einfluss von Schwingungen, die durch turbulente Umströmungen an den Reflektoren auftreten könnten, wurde hier nicht untersucht. Auch thermische Einflüsse sind vernachlässigt worden. Hier ist eine genauere Betrachtung erforderlich.

4.5.3 Ergebnisse

Da beim oberen Reflektor die Windlast der statischen Last entgegen wirkt, wurden hier zwei Lastfälle betrachtet. Dabei zeigte sich eine größere Belastung der tragenden Struktur im zweiten Lastfall, der nur die statischen Kräfte berücksichtigt. Die Spannungsverteilung des zweiten Lastfalls ist in Abb. 28 dargestellt. Es ergibt sich eine Maximalspannung von 25 MPa verglichen mit 19 MPa im ersten Lastfall.

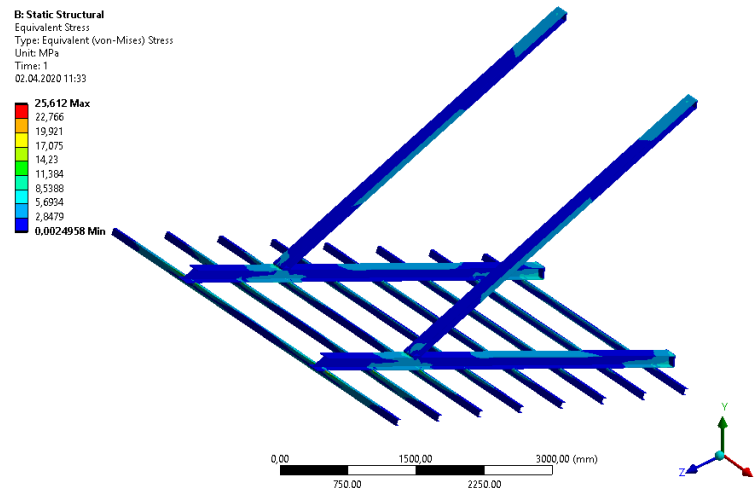


Abb. 28: Spannungsverteilung der tragenden Struktur am oberen Reflektor bei Lastfall 2 (keine Windlast)

Am unteren Reflektor überlagern sich die Windlast und die statische Last. Dies spiegelt sich auch in den resultierenden Spannungen wieder, die hier mit ca. 87 MPa deutlich höher ausfallen (s. Abb. 29). Die Maximalspannungen werden dabei am Übergang von den Längsträgern zu den Stützträgern erreicht. Hier könnten größere Flanschbleche oder ein tieferer Unterstützungspunkt gewählt werden um die Spannungen zu reduzieren.

Ohne weitere Maßnahmen weißt dieses Konzept unter den getroffenen Annahmen eine Sicherheit gegen Fließen von ca. 2,7 auf (ausgehend von der Verwendung von S235).

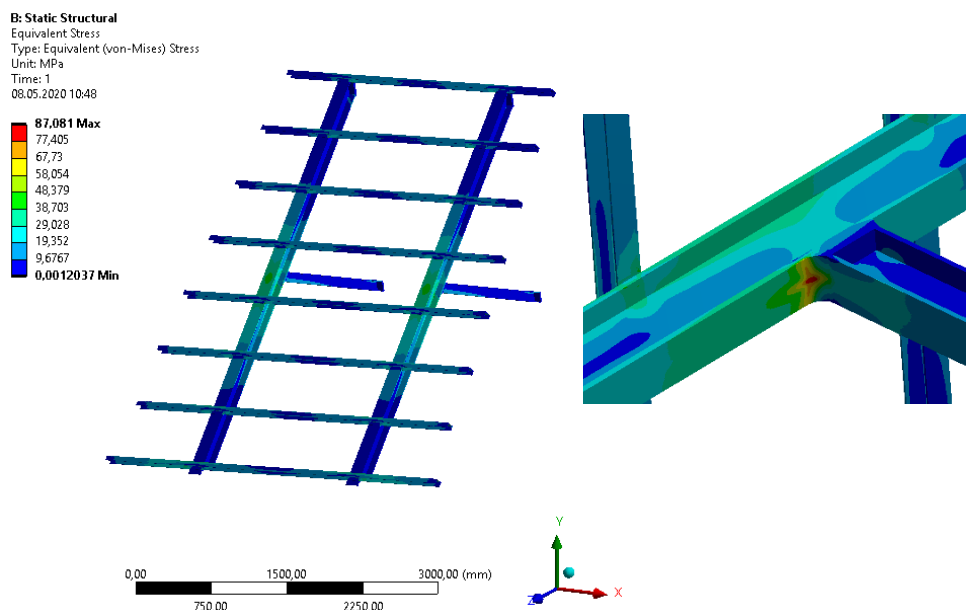


Abb. 29: Spannungsverteilung der tragenden Struktur am unteren Reflektor und Detailansicht des stärkst belasteten Bereichs

4.6 Materialaufwand

Anhand der entwickelten Konstruktionen kann der ungefähre Materialaufwand für die tragende Konstruktion abgeschätzt werden. Die Masse der tragenden Struktur beläuft sich dabei am oberen Reflektor auf ca. 800 kg und am unteren auf ca. 600 kg pro Reflektorsegment. Insgesamt ergibt sich somit ein Gesamtgewicht von ca. 33,6 t.

In einer ersten Kostenabschätzung wurde für die tragende Struktur ein Materialaufwand von 80 t angenommen (Schöttl et al. 2019). Es zeigt sich also, dass hier verglichen mit der ersten Kostenabschätzung Einsparungen möglich sind.

In 4.5.1 wurde der Materialaufwand für das aktive Kühlkonzept bereits grob abgeschätzt. Dabei ergibt sich insgesamt ein Materialaufwand von 26,4 t. Es wurde nur die reine Masse der Kanäle betrachtet, Verbindungselemente, Ventilatoren, etc. wurden vernachlässigt. Dennoch ist im Vergleich mit der ursprünglichen Abschätzung von 50 – 100 t (Schöttl et al. 2019) mit Einsparungen zu rechnen.

5 Thermische Analyse

In diesem Kapitel erfolgt die thermische Analyse der entwickelten Konzepte. Anhand von thermischen FEM Simulationen wird ermittelt, welche Spiegelreflektivität jeweils für die passive und aktive Kühlung des Systems erforderlich ist. Dafür wird zunächst die Maximaltemperatur der Elemente in Abhängigkeit von der Reflektivität, dem Offset und der Strömungsgeschwindigkeit mithilfe von thermischen FEM Simulationen ermittelt.

5.1 Aufbau des thermischen FEM Modells

Da in den Simulationen in erste Linie die Maximaltemperaturen ermittelt werden sollen, ist es nicht erforderlich die ganzen Sekundärreflektoren zu simulieren. Das Modell besteht daher nur aus einem Element des Reflektors. Dieses Element wird mit der maximalen Flussdichte des jeweiligen Strahlungsdichten Datensatzes belastet.

Durch die Größe des Absorbers und der Sekundärreflektoren, besitzen die Datensätze für jedes der 24 Reflektorsegmente eine Auflösung von 10 x10 Datenpunkten. Da jedes Reflektorsegment in 10 Kanalelemente über die Breite aufgeteilt wird, wird über die Breite der Elemente keine Flussdichteverteilung berücksichtigt. Über die Länge der Elemente wird die Verteilung der Flussdichten linear interpoliert.

Abb. 30 zeigt die erstellten Modelle für passive und aktive Kühlung am Beispiel des oberen Reflektors. Für die Vernetzung der Modelle wurden Hexaeder verwendet. Die Elementgröße beträgt 25 mm bei einem netzbedingten Fehler von weniger als 0,2%.

Die mittleren Wärmeübergangskoeffizienten wurden mittels der in Kapitel 2 aufgeführten Korrelationen berechnet und den jeweiligen Flächen zugeordnet. Auf der Rückseite der Modelle findet grau-diffuse Strahlung an die Umgebung mit einem Sichtfaktor von 1 statt. Zwischen den Kanalinnenwänden erfolgt grau-diffuser Strahlungsaustausch.

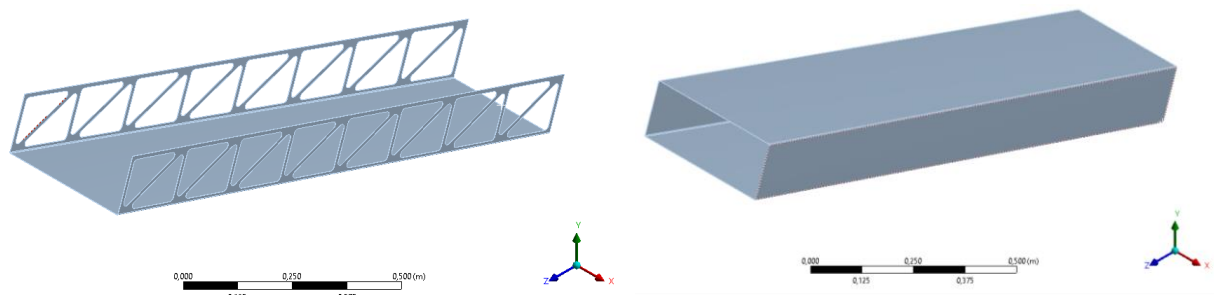


Abb. 30: FEM Modelle für passive und aktive Kühlung des oberen Reflektors

Sowohl für den oberen als auch für den unteren Reflektor wird das Modell für aktive und passive Kühlung individuell simuliert. Im Falle der aktiven Kühlung wird neben dem Offset und der Reflektivität auch die Strömungsgeschwindigkeit variiert.

Folgende Werte wurden dabei verwendet:

Tabelle 10: Parameter der thermischen Simulationen

Parameter	Wertebereich
Strömungsgeschw.	0 – 40 m/s
Reflektivität	0,6 - 0,98
Offset	-20%, -10%, Reference, +10%, +20%

Die weiteren für die Simulation verwendeten Werte sind in Anhang 4 festgehalten.

5.2 Simulationsergebnisse

Aufgrund des Umfangs der Simulationsergebnisse wird an dieser Stelle nur beispielhaft auf einen Teil der gewonnenen Daten eingegangen. Die vollständigen Ergebnisse sind graphisch in Anhang 5 festgehalten.

Abbildung 31 zeigt die resultierenden Temperaturverteilungen der beiden Modelle bei dem Referenz Offset und einer Reflektivität von 90%. Der Absorber würde sich in die-

sen Darstellungen auf der rechten Seite befinden. Es zeigt sich deutlich, dass die Temperaturen auf der Spiegelfläche mit zunehmendem Abstand vom Absorber schnell abnehmen. Im Falle der aktiven Kühlung zeigt sich bei diesem Beispiel am Anfang des Elements die Maximaltemperatur mit 367°C , während am Ende des Elements nur noch eine Temperatur von ca. 170°C herrscht. Wärmeleitung durch die Seitenwände senkt die Temperaturen am Rand der Elemente. Dieser Effekt kann vor allem bei der aktiven Kühlung beobachtet werden, was darauf zurückzuführen ist, dass die Seitenwände bei aktiver Kühlung ebenfalls gekühlt werden und dadurch niedrigere Temperaturen besitzen. Des Weiteren trägt aufgrund fehlender Ausschnitte mehr Material zur Wärmeleitung bei.

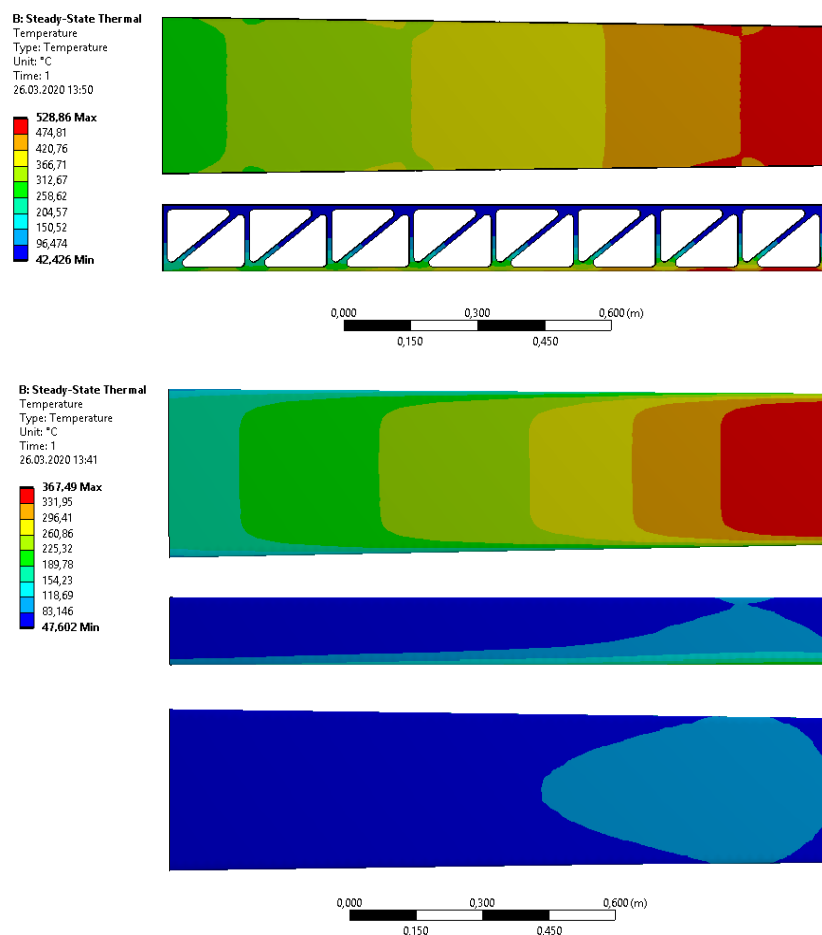


Abb. 31: Temperaturverteilung bei passiver Kühlung (oben) und aktiver Kühlung mit 20 m/s (unten) bei einer Reflektivität von 90% und dem Referenz-Offset am ersten Element des oberen Reflektors

Basierend auf den in diesen Simulationen ermittelten Maximaltemperaturen wurden durch lineare Interpolation die Temperaturverläufe in Abhängigkeit von der Spiegelreflektivität ermittelt (s. Anhang 5).

Anhand dieser Verläufe kann bestimmt werden, bei welcher Reflektivität die jeweiligen Kühlvarianten eine Maximaltemperatur von 400°C erreichen. Diese Reflektivität stellt die erforderliche Reflektivität dar, bei dessen Unterschreiten die zulässige Maximaltemperatur überschritten wird.

Abb. 32 zeigt diese erforderlichen Reflektivitäten in Abhängigkeit von dem verwendeten Offset für das passive Kühlkonzept. Insgesamt liegen die Werte in einem Bereich von 83,2% bis 96,3%. Der obere Reflektor weist dabei deutlich höhere Werte auf als der untere und liegt fast durchgehend oberhalb von 90%.

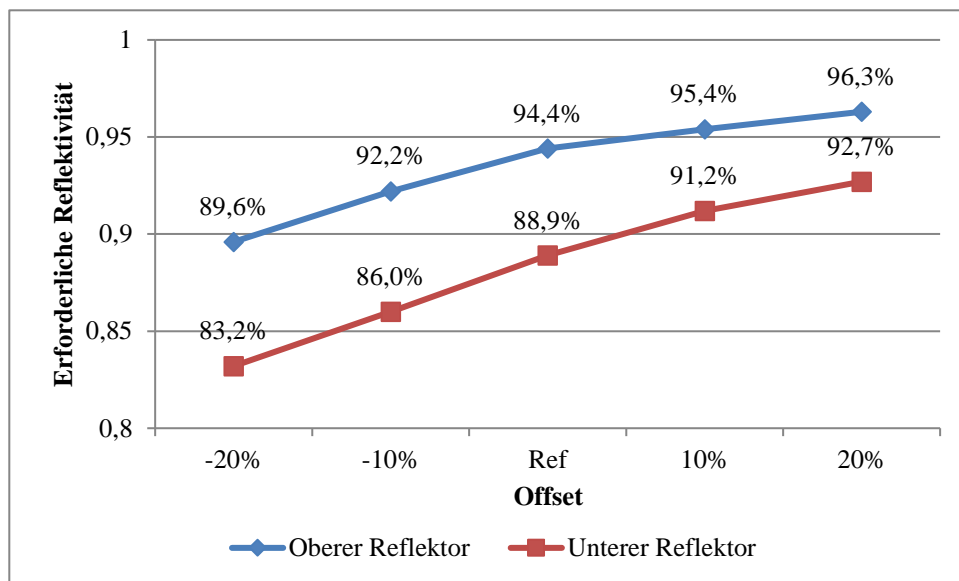


Abb. 32: Erforderliche Reflektivität der passiven Kühlung in Abhängigkeit vom Offset für den oberen und unteren Reflektor

Für die aktive Kühlung sind die erforderliche Reflektivitäten in Abb. 33 in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit dargestellt. Ähnlich wie bei der passiven Kühlung sind auch hier am oberen Reflektor deutlich höhere Reflektivitäten als am unteren erforderlich. Gerade bei erhöhten Offsets sind weitestgehend Reflektivitäten von über 90% erforderlich. Bei einer Reduktion des Offsets kann hingegen die erforderliche Reflektivität deutlich gesenkt werden. Auch bei mäßigen Strömungsgeschwindigkeiten sind dann teilweise Reflektivitäten von unter 85% ausreichend.

Am unteren Reflektor ist schon bei niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten ein starker Abfall der erforderlichen Reflektivität zu beobachten. Unabhängig von den betrachteten Offset Werten wird hier spätestens bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 8 m/s eine erforderliche Reflektivität von unter 90% erreicht. Ein guter Vergleich stellt hier die Kennlinie für den um 20% erhöhten Offset dar. Diese verläuft fast identisch zu der

Kennlinie des um 10% verringerten Offsets des oberen Reflektors und erreicht schon bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 20 m/s einen Wert von 84,8%.

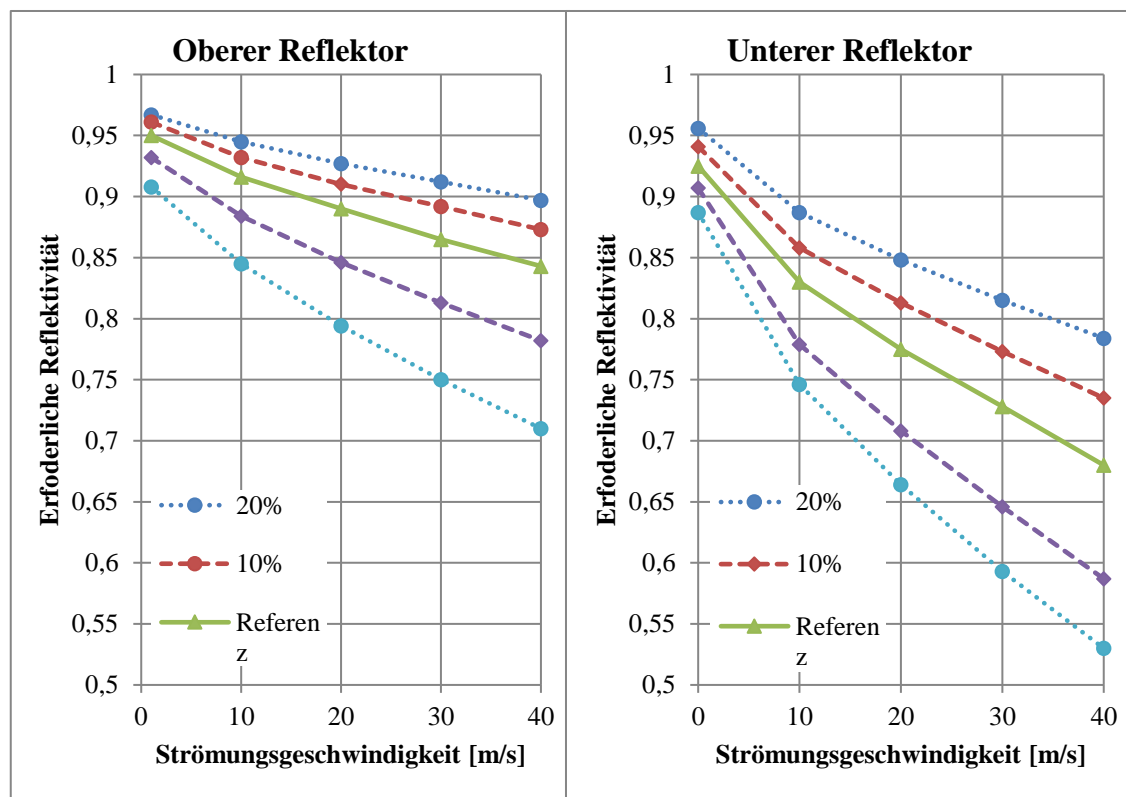


Abb. 33: Erforderliche Reflektivität des aktiven Kühlkonzepts in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit bei verschiedenen Offsets für den oberen und unteren Reflektor

5.3 Minderung des Reflexionsgrades durch Verschmutzungen

Um die Eignung der verschiedenen Konzepte einschätzen zu können, muss berücksichtigt werden, dass der Reflexionsgrad der Spiegel durch verschiedene Effekte von dem Nennwert abweichen kann. Dazu zählen vor allem Verschmutzungen durch Sand und Staub, Beschädigungen der Beschichtung durch Kratzer oder fertigungsbedingte Abweichungen. Eine detaillierte Betrachtung all dieser Effekte ist an dieser Stelle nicht möglich, daher wird nur auf die Verschmutzung der Spiegel durch Sand und Staub eingegangen.

Die Verschmutzungsraten der Sekundärreflektoren sind nicht genau bekannt und werden daher basierend auf anderen Messungen abgeschätzt. Untersuchungen an Heliostaten der Plataforma Solar de Almeria (PSA) in Spanien zeigten tägliche Verschmutzungsraten von durchschnittlich 0,52 %/Tag. Die maximale Verschmutzungsrates lag bei ca. 7 %/Tag (Wolfertstetter et al. 2019). In Höhe der Sekundärreflektoren ist jedoch mit geringerer Verschmutzung zu rechnen, da größere Partikel in der Regel schnell zu Bo-

den sinken (Kok et al. 2012). Dies zeigte sich auch bei Testreihen an Sekundärkonzentratoren, die ebenfalls an der PSA in Spanien durchgeführt wurden. Hier traten in ca. 58 m Höhe Verschmutzungsraten von ca. 0,1-0,25 %/Tag auf (Buck 2003). Der Aufbau des dort untersuchten Receivers entspricht dabei in etwa dem in Kapitel 1.5 vorgestellten Konzepts des volumetrischen Luftreceivers.

Dieser Referenzfall entspricht am ehesten dem in dieser Arbeit betrachteten Aufbau, weshalb in erster Näherung dieselben Verschmutzungsraten angenommen werden. Durch die abweichende Bauform könnten jedoch auch höhere Werte auftreten.

5.4 Auswertung der Ergebnisse

Nach aktuellem Stand wird von einer Spiegelreflektivität von ca. 90% ausgegangen. Infolge von Verschmutzungen ist jedoch damit zu rechnen, dass die Reflektivität um mehrere Prozent abnehmen kann. Für die Auslegung der Kühlung wird daher eine Reflektivität von 85% verwendet, also eine Reserve von 5% gegenüber der tatsächlichen Spiegelreflektivität. Auf diese Weise können leichte Schwankungen in der Verschmutzungsraten aufgefangen werden und sehr kurze Reinigungsintervalle vermieden werden.

Da sich die Spiegelbeschichtung derzeit noch in der Entwicklung befindet, ist es denkbar, dass hier noch höhere Reflektivitäten erreicht werden. Gegebenenfalls müsste die Auslegung der Kühlung dann noch mal angepasst werden.

5.4.1 Oberer Reflektor

Da für das passive Kühlkonzept am oberen Reflektor selbst bei verringertem Offset eine Reflektivität von mindestens 89,6% erforderlich ist, ist hier eine passive Kühlung des Sekundärreflektors nicht möglich.

In Bezug auf das aktive Kühlkonzept zeigt sich, dass für den sicheren Betrieb entweder hohe Strömungsgeschwindigkeiten oder eine Reduktion des Offsets erforderlich sind. Eine Reflektivität von 85% kann mit dem Referenz-Offset zwar erreicht werden, hier sind jedoch mit ca. 37 m/s sehr hohe Strömungsgeschwindigkeiten nötig. Eine Reduktion des Offsets um 10% scheint hier einen guten Kompromiss zwischen Offset und Strömungsgeschwindigkeit darzustellen.

5.4.2 Unterer Reflektor

Am unteren Reflektor fallen die erforderlichen Reflektivitäten für die passive Kühlung geringer aus. Dadurch wäre die passive Kühlung des unteren Reflektors zwar grundsätzlich möglich, jedoch würde dies eine Offset Reduktion von ca. 15% erfordern. Eine Verringerung des Offsets führt jedoch zu höheren Flussdichten auf dem Absorber, was bei Überschreitung der zulässigen Flussdichte die Defokussierung einzelner Heliostate zur Folge hätte und somit den Wirkungsgrad der Anlage senkt. Daher wird an dieser Stelle von passiver Kühlung abgeraten.

Bei der aktiven Kühlung des unteren Reflektors sind deutlich größere Offsets möglich. Hier empfiehlt sich eine Erhöhung des Offsets um 20%, wodurch sich eine ähnliche Kennlinie wie am oberen Reflektor bei -10% Offset ergibt. An beiden Reflektoren wäre somit eine Strömungsgeschwindigkeit von bis zu 20 m/s nötig.

5.4.3 Empfohlenes Konzept

Da sich am oberen und unteren Reflektor deutlich unterschiedliche Offsets als geeignet erweisen, stellt die Auswahl eines Offsets eine Herausforderung dar. Die Erhöhung des Offsets um 20%, wie es sich beim unteren Reflektor empfiehlt, ist am oberen Reflektor nicht möglich. Die Minderung des Offsets um 10%, wie es sich am oberen Reflektor empfiehlt, wäre zwar an beiden Reflektoren zulässig, senkt jedoch den Wirkungsgrad des Konzepts.

Es wird daher eine angepasste Aiming Strategie empfohlen. Dabei könnte der Äquator, von dem ausgehend die Offsets gemessen werden (vgl. Kapitel 2.2), um 15% nach unten versetzt werden und der Offset um 5% erhöht werden. Dies würde am oberen Reflektor insgesamt für eine Reduktion um 10% und am unteren Reflektor für eine Erhöhung um 20% sorgen.

Trotz einer Senkung des Offsets am oberen Reflektor kann auf diese Weise durch die gleichmäßigere Auslastung der beiden Reflektoren das Gesamtoffset erhöht werden. Dadurch könnte das Potenzial des Konzepts besser ausgenutzt werden.

Da eine passive Kühlung des Systems nicht möglich ist, ist ein dauerhafter Betrieb der aktiven Kühlung erforderlich. Abhängig von dem aktuellen Verschmutzungsgrad ist eine Strömungsgeschwindigkeit von 7-20 m/s zur Kühlung der Reflektoren nötig.

6 Design der Kühlluftzufuhr

Die Ergebnisse aus Kapitel 5.4 ergaben, dass bei einer Spiegelreflektivität von 85% eine Strömungsgeschwindigkeit von bis zu 20 m/s erforderlich ist. Im Folgenden gilt es ein Konzept zur Kühlluftversorgung zu entwickeln, das die entsprechenden Strömungsgeschwindigkeiten bereitstellen kann. Des Weiteren wird die erforderliche Druckerhöhung der Ventilatoren ermittelt und basierend darauf die elektrische Leistungsaufnahme der aktiven Kühlung abgeschätzt.

6.1 Konzeptvorstellung

Bei dem entwickelten Konzept zur Kühlluftzufuhr wird jeder Kanal durch einen Axiallüfter versorgt. Die Kühlluft wird dabei in einem Konfusor beschleunigt, umgelenkt und anschließend durch den Kanal geleitet (s. Abb. 34). Über die Länge des Reflektors nimmt die Höhe des Kanals leicht zu, wodurch dieser wie ein Diffusor wirkt und die Strömung vor dem Austritt verlangsamt.

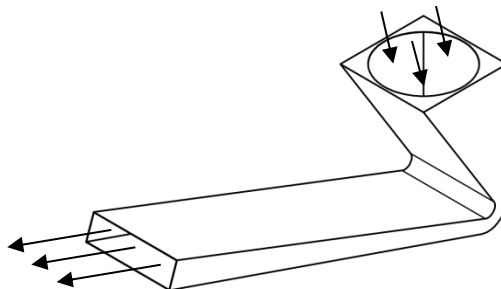


Abb. 34: Entwickeltes Konzept zur Kühlluftzufuhr am Beispiel des oberen Reflektors; Ventilator in Darstellung nicht abgebildet; Kanal nicht in voller Länge dargestellt

Im Folgenden wird kurz auf die wesentlichen Designentscheidungen bei der Entwicklung des Konzepts eingegangen:

Wahl des Einströmpunktes:

Als Einströmpunkt wurde die Kanalöffnung am Absorber gewählt. Hier treten die größten Temperaturen auf, wodurch hier auch die größte Kühlleistung erforderlich ist. Bei der Wahl eines anderen Einströmpunktes wird die Kühlluft bei Erreichen der wärmsten Bereiche schon vorgewärmt sein. Folglich wird an diesen Stellen dann eine geringere Kühlleistung erzielt.

CFD Simulationen haben ergeben, dass bei einer Einströmung von außen 30-40% höhere Strömungsgeschwindigkeiten nötig wären, um den Kühlleistungsverlust in Folge der geringeren Temperaturdifferenz zu kompensieren. Da eine entsprechende Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit mit einem starken Anstieg des Druckverlustes und somit auch der Leistungsaufnahme des Systems zu rechnen ist, kommt nur die Einströmung am Absorber in Frage.

Konfusor:

Da der Einlass des Kanals sehr nah an der Turmwand liegt, ist voraussichtlich keine Einströmung in Längsrichtung des Kanals möglich. Stattdessen empfiehlt es sich die Kühlluft von oben, bzw. im Falle des unteren Reflektors von unten, in den Kanal einzuleiten. Dabei wäre eine direkte Anbringung des Ventilators am Kanal möglich (s. Abb. 35). Bei dieser Umsetzung wird jedoch erst am Ende des Ventilators der volle Volumenstrom und somit die maximale Strömungsgeschwindigkeit erreicht, also je nach Durchmesser des Ventilators erst nach ca. 300 mm. Weiterhin sind ohne einen geeigneten Krümmer hohe Druckverluste bei der Umlenkung der Strömung zu erwarten.

Eine Kombination von Konfusor und Krümmer kann die maximale Strömungsgeschwindigkeit bereits deutlich früher erreicht werden. Gleichzeitig werden die Druckverluste durch eine stetige Querschnittsänderung und einen geeigneten Krümmer reduziert.

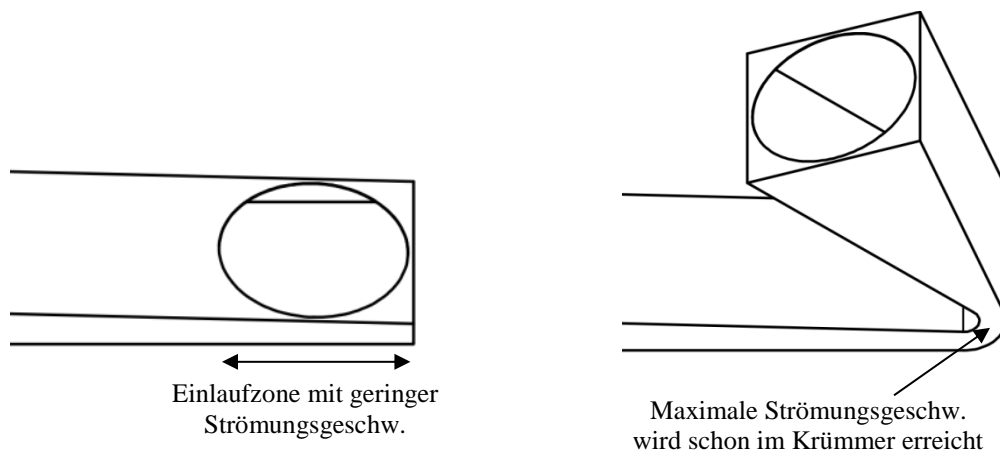


Abb. 35: Vergleich der Strömungsbildung bei direkter Ventilatoranbringung (links) und der Verwendung eines Konfusors (rechts)

Diffusor:

Da die Flussdichten und somit auch die Temperaturen mit zunehmender Entfernung vom Absorber stark abnehmen, ist es nicht erforderlich über die gesamte Länge der Ka-

näle die für die Kühlung der stärkst belasteten Bereiche erforderlichen Strömungsgeschwindigkeiten aufrecht zu erhalten. Die Strömungsgeschwindigkeit könnte durch eine stetige Querschnittserweiterung nach außen hin reduziert werden, wodurch geringere Reibungsverluste im Kanal und geringere Verluste am Auslass des Kanals entstehen.

Durch die trapezförmige Grundfläche der Kanalelemente stellen diese ohnehin schon in gewisser Weise einen Diffusor dar. Über die Variation der Kanalhöhe kann dieser Effekt verstärkt werden.

6.2 Druckverlustermittlung

Im Folgenden wird der Druckverlust des entwickelten Konzepts anhand von empirischen Gleichungen berechnet und optimiert.

Aus strömungsmechanischer Sicht setzt sich das Konzept aus einem Konfusor, einem Rechteckkrümmer und einem Diffusor zusammen. Im Folgenden werden jeweils die Druckverluste in den einzelnen Abschnitten bestimmt. Der Gesamtdruckverlust ergibt sich dann aus der Summe der Teilverluste. Dabei ist zu beachten, dass eine getrennte Betrachtung der einzelnen Komponenten eine Vereinfachung darstellt. Ohne Zwischenelemente in denen sich wieder ein neutrales Geschwindigkeitsprofil ausbilden kann, ist es möglich, dass sich die Komponenten gegenseitig beeinflussen. Da hier nur stetige Querschnittsänderungen sowie eine Umlenkung auftreten, wird nur ein geringer Einfluss dieses Effektes vermutet.

Da das Konzept rechteckige Strömungsquerschnitte aufweist, wird für die weiteren Berechnungen der hydraulische Durchmesser verwendet (Schiller 1923):

$$d_h = \frac{4A}{U}$$

Im Konfusor und Diffusor entstehen die Druckverluste durch die Beschleunigung/ Verzögerung des Fluids sowie durch die Wandreibung. Der resultierende Widerstandsbeiwert ergibt sich jeweils wie folgt (VDI 2006):

$$\xi_{Konf.} = \xi_K + \xi_R$$

$$\xi_{Dif.} = \xi_K + \xi_R$$

Mit:

$$\xi_R = \lambda \cdot \frac{L}{d_h}$$

Und (Colebrook 1939):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,74 - 2 \lg \left(\frac{k}{d_h/2} + \frac{18,7}{Re\sqrt{\lambda}} \right)$$

Der Widerstandsbeiwert für Beschleunigung ξ_K wird in VDI 2087 in Abhängigkeit vom Flächenverhältnis und dem Öffnungswinkel aufgeführt.

Die Verluste am Krümmer setzen sich aus Verlusten bei der Umlenkung und Reibungsverlusten zusammen (Idel'Čik 1979):

$$\xi_{Krümmer} = \xi_U + \xi_R$$

Mit:

$$\xi_U = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3$$

$$\xi_R = 0,0175 \cdot \lambda \cdot \frac{R}{d_h} \cdot \theta^\circ$$

Idel'Čik führt ein empirisches Verfahren auf, nach dem die Beiwerte K_1 , K_2 und K_3 abgeschätzt werden können.

Die resultierenden Druckverluste ergeben sich dann wie folgt:

$$\Delta p_V = \xi \rho \frac{w^2}{2}$$

Bei den Berechnungen wurde eine konstante Fluidtemperatur von 40°C angenommen. Die Erwärmung des Fluids durch die heißen Kanalwände wurde also vernachlässigt.

Berücksichtigt man die hohen Wandtemperaturen des Kanals, so würde sich die Luft beim Durchströmen des Kanals erwärmen. In Folge dessen verändern sich die temperaturabhängigen Stoffgrößen wie Viskosität und Dichte. Während der Einfluss auf die Wärmeübertragung hier eher gering ist, wird durch die thermische Expansion des Fluids und die resultierende Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit ein zusätzlicher Druckverlust hervorgerufen.

Diese Einflüsse wurden hier vernachlässigt, da sich bei entsprechend hohen Strömungsgeschwindigkeiten nur eine geringe Erhöhung der mittleren Fluidtemperatur zeigt (ΔT_m

≈ 15 K nach 1 m Kanallänge, bei 400°C Wandtemperatur, einer Strömungsgeschwindigkeit von 20 m/s und 50 mm Kanalhöhe).

Zur strömungsmechanischen Optimierung der Struktur wurden einige geometrische Größen variiert. Dabei stellten sich vor allem die Höhe des Kanals am engsten Querschnitt sowie der Radius der Umlenkung als relevante Stellgrößen heraus. Es ergaben sich zwei Wertepaare mit ähnlich guten Eigenschaften (h40R70, h50R90).

Die resultierenden Druckverlustkennlinien der beiden Modelle sind in Abb. 36 dargestellt. Die Betrachtung wurde für den oberen Reflektor durchgeführt. Am unteren Reflektor treten durch den größeren Umlenkungswinkel größere Verluste im Krümmer auf, welche jedoch durch die geringere Länge des Kanals kompensiert werden. Hier zeigte sich daher ein ähnlicher Kennlinienverlauf.

6.3 Leistungsaufnahme der aktiven Kühlung

6.3.1 Auswahl von Ventilator und Geometrie

Um die erforderliche elektrische Leistung des Kühlsystems zu ermitteln, wird zunächst ein geeigneter Ventilator ausgewählt.

Da sich Axialventilatoren in der Regel durch hohe Volumenströme bei geringer Druckerhöhung auszeichnen, stellt die erreichbare Druckerhöhung bei der Auslegung dieses Konzepts den limitierenden Faktor dar. Für die weiteren Betrachtungen wird ein Axialventilator des Modells W3G300-BV25-01 (Datenblatt in Anhang 6) verwendet, da dieses Modell mit bis zu 650 Pa eine vergleichsweise hohe Druckerhöhung erzielt.

Die resultierenden Strömungsgeschwindigkeiten der jeweiligen Konzepte können über die Schnittstelle der Druckverlustkennlinie mit der Ventilatorkennlinie bestimmt werden (s. Abb. 36). Dabei ergibt sich für den gewählten Ventilator bei beiden Modellen eine maximale Strömungsgeschwindigkeit von ca. 27 m/s.

Beide Ausführungen erreichen somit die in Kapitel 5.4 ermittelte erforderliche Geschwindigkeit. Da bei der Ausführung h50R90 ein größerer Volumenstrom entsteht und somit die mittlere Temperaturänderung im Fluid geringer ist, wird für weitere Betrachtungen diese Ausführung ausgewählt.

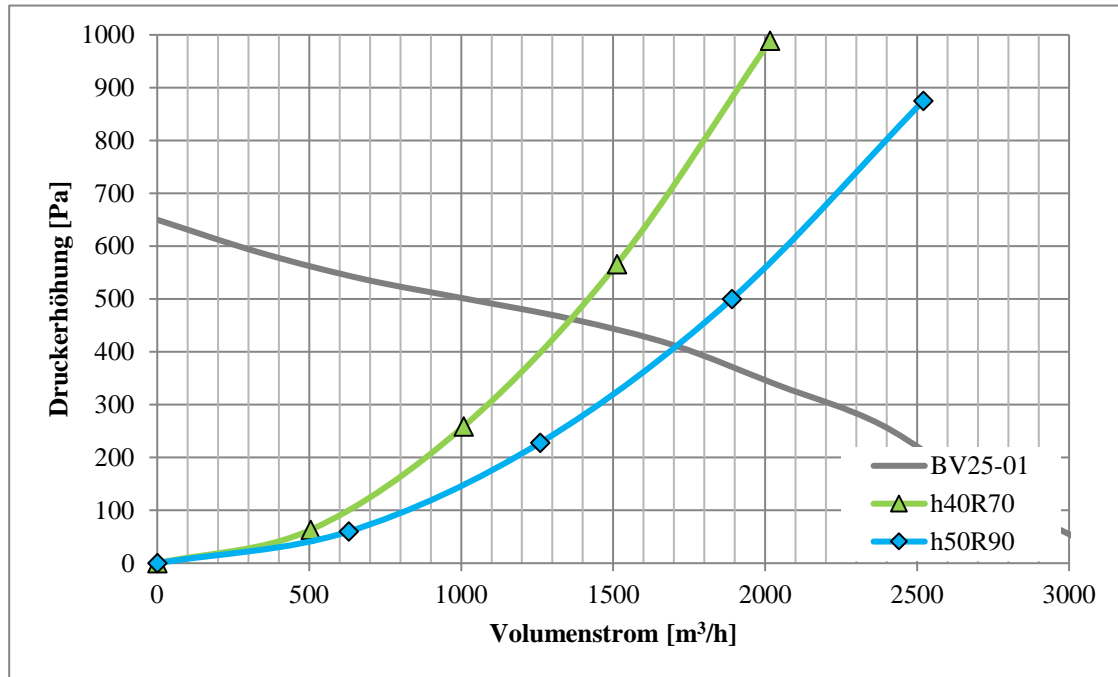


Abb. 36: Druckverlustkennlinien der beiden Ausführungen sowie die Ventilator-kennlinie des Modells W3G300-BV25-01

6.3.2 Ermittlung der Leistungskennlinie

Da die Leistungsaufnahme des verwendeten Ventilators im Datenblatt festgehalten ist, kann für die Strömungsgeschwindigkeit bei Nenndrehzahl bereits eine Aussage über die erforderliche Leistung getroffen werden.

Durch die Regelung der Ventilator-drehzahl sind jedoch auch andere Strömungsgeschwindigkeiten realisierbar. Um für diese Geschwindigkeiten die erforderliche Leistung abzuschätzen, werden die Proportionalitätsgesetze für Pumpen und Ventilatoren verwendet:

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad \frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$$

Die resultierende Leistungskennlinie für das entwickelte Design ist in Abb. 37 dargestellt. Zum Vergleich sind noch zwei weitere, weniger leistungsstarke Modelle aufgeführt, die nur geringfügig von der erstellten Kennlinie abweichen. Es zeigt sich deutlich, dass eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit zu einer überproportionalen Erhöhung der erforderlichen Leistung führt. Um die Betriebskosten zu reduzieren, sollten die Ventilatoren daher mit möglichst niedriger Drehzahl betrieben werden. Vor dem Hintergrund der in Kapitel 5.4 ermittelten, erforderlichen Strömungsgeschwindigkeit von

ca. 20 m/s, wäre die Nutzung des Modells BV25-01 mit verringerter Drehzahl oder des Modells BV12-41 bei Nenndrehzahl möglich.

In Anhang 7 findet sich das gleiche Diagramm in Abhängigkeit von der absorbierten Flussdichte.

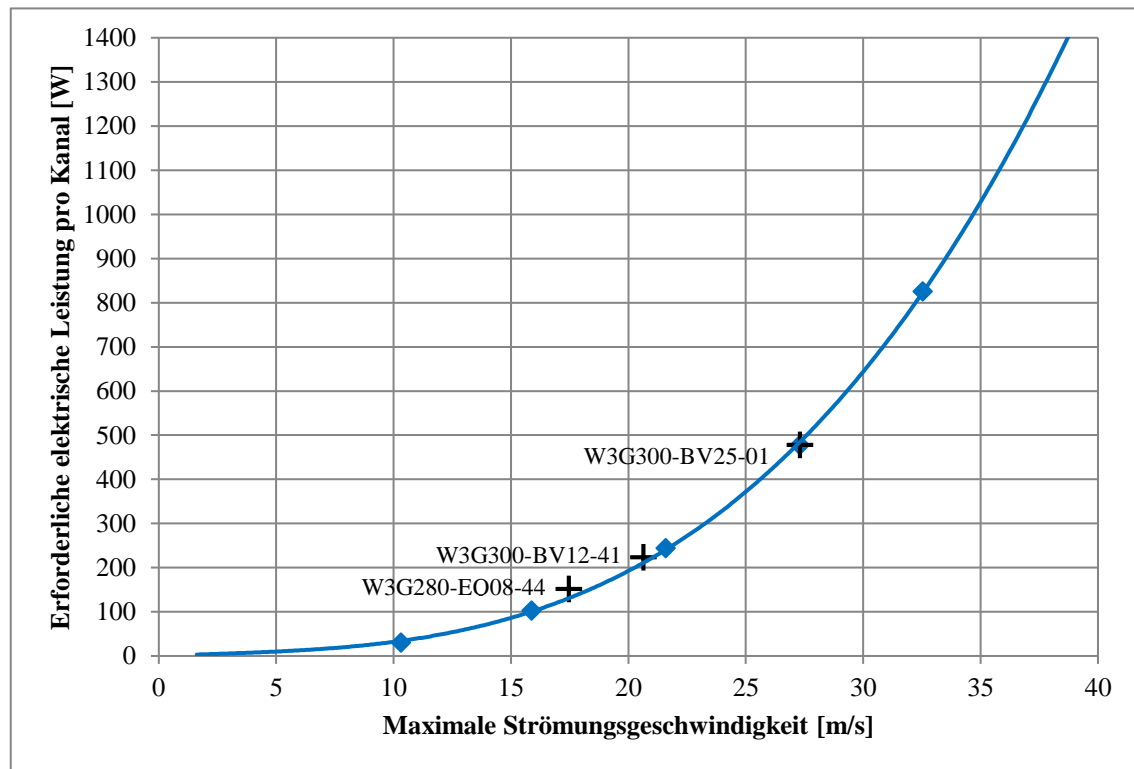


Abb. 37: Leistungskennlinie der aktiven Kühlung sowie resultierende Betriebspunkte verschiedener Ventilatoren bei Nenndrehzahl

6.3.3 Abschätzung der Gesamtleistungsaufnahme

Bisher wurde die Leistungsaufnahme nur für einen Kanal betrachtet. Für eine grobe Betrachtung der gesamten Leistungsaufnahme könnte ein dauerhafter Betrieb mit 20 m/s an allen der 480 Kanäle angenommen werden. Dabei ergäbe sich im Falle des Modells BV25-01 eine Leistungsaufnahme von ca. 200 W/Kanal und 96 kW für das ganze System.

Ausgehend von ca. 3200 Betriebsstunden pro Jahr ergibt sich ein Gesamtenergiebedarf von 307 MWh pro Jahr, was ca. 0,05% des Jahresertrags des betrachteten Modellkraftwerks entspricht (600 GWh).

7 Fazit

Innerhalb dieser Arbeit wurden Konzepte zur passiven und aktiven Kühlung der Sekundärreflektoren erstellt, grob dimensioniert und thermisch analysiert.

Für die Kühlelemente der passiven Kühlung ergab sich dabei ein offener Querschnitt, der zur Kühlung vorwiegend auf Wärmestrahlung mithilfe einer hochemissiven Beschichtung setzt. Entgegen erster Erwartungen konnte hier gezeigt werden, dass ein geschlossener Kanal trotz Nutzung des Kamineffekts nicht ideal ist.

Das Konzept des geschlossenen Kanals findet jedoch bei der aktiven Kühlung Anwendung. Hier findet die Kühlung vorwiegend durch erzwungene Konvektion statt und wird zusätzlich durch hochemissive Beschichtungen unterstützt. In beiden Fällen wird derzeit die Nutzung von Laser- und Kantprozessen als vielversprechendste Fertigungsverfahren bestimmt.

Ausgehend von statischen Lasten und Windlasten wurden die kühlenden und tragenden Strukturen dimensioniert und erste Belastbarkeitssimulationen durchgeführt. Eine Abschätzung des erforderlichen Materialaufwandes zeigte dabei, dass gegenüber ersten Abschätzungen teilweise deutliche Einsparungen möglich sind.

In der thermischen Analyse wurden die erforderlichen Reflektivitäten der Konzepte für verschiedene Offsets und Strömungsgeschwindigkeiten ermittelt. Dabei zeigte sich, dass die passive Kühlung am oberen Reflektor nicht und am unteren Reflektor nur mit einer starken Reduktion des Offsets möglich ist. Daher wird die Verwendung des aktiven Kühlkonzepts empfohlen. Unter der Verwendung einer angepassten Aiming Strategie kann für beide Reflektoren ein ähnliches thermisches Verhalten erzeugt werden. An beiden Reflektoren kann dann bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 20 m/s die erforderliche Reflektivität auf ca. 85% gesenkt werden. Bei der Verwendung aktueller Beschichtungen mit einer Reflektivität von ca. 90% bleibt so eine Reserve von 5% für Verschmutzungen oder andere Effekte.

Zuletzt erfolgte die Auslegung der Kühlluftzufuhr für die entsprechende Strömungsgeschwindigkeit. Für das entwickelte Design wurde die Leistungskennlinie erstellt und die maximale Gesamtleistungsaufnahme abgeschätzt.

7.1 Methodenkritik

Die betrachteten Systeme werden durch eine Vielzahl von Parametern definiert, die sich oft gegenseitig beeinflussen. Da es im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich war alle Einflüsse vollständig zu berücksichtigen, mussten an einigen Stellen Annahmen getroffen und Vereinfachungen vorgenommen werden.

Im Bereich der thermischen Analyse wurden entsprechend der Untersuchungen aus Kapitel 2.5 zwei Wärmeströme vernachlässigt. Auch bei den betrachteten Wärmeströmen waren mehrere Vereinfachungen erforderlich. So wurden zum Beispiel bei den thermischen Simulationen mittlere Wärmeübergangskoeffizienten verwendet. Da der Wärmeübergangskoeffizient abhängig von der lokalen Wand- und Fluidtemperatur, sowie der lokalen Strömungsgeschwindigkeit ist, stellt die Verwendung eines einzigen Wertes für die gesamte Fläche eine Vereinfachung dar. Eine genauere Untersuchung wäre mithilfe von CFD Simulationen möglich gewesen, welche diese Effekte berücksichtigen. Diese Simulationen wären jedoch deutlich rechenzeitintensiver gewesen. Simulationsreihen mit umfangreicher Variation von Reflektivität, des Offsets und der Strömungsgeschwindigkeit wären dann in der Form nicht oder nur mit mehr Zeitaufwand möglich gewesen.

Im Allgemeinen kann festgehalten werden, dass die Annahmen nach Möglichkeit so getroffen wurden, dass die resultierende Abweichung für eine Sicherheit sorgt. Dennoch ist es möglich, dass die Werte in geringem Maße auch in die andere Richtung abweichen können.

Viele Vereinfachungen wurden dabei so definiert, dass vor allem im Bereich von 300-400°C nur geringe Abweichungen auftreten. Dabei wurden größere Abweichungen in weniger stark belasteten Bereichen in Kauf genommen. Es ist daher gerade in Bereichen niedrigerer Temperatur damit zu rechnen, dass die tatsächlichen Temperaturen höher ausfallen.

7.2 Weitere Untersuchungen

In einigen Bereichen dieser Arbeit zeigten sich weitere potentiell interessante Themen. Die Ergebnisse dieser Arbeit könnten in Zukunft durch eine nähere Betrachtung dieser Themen ergänzt werden.

Degradationsverhalten der Spiegelbeschichtung bei Überschreiten der zulässigen Temperatur:

Der Ausfall eines Lüfters könnte die Konvektionsströmung fast vollständig zum Erliegen bringen, was einen starken Anstieg der Spiegeltemperatur zur Folge hätte. Abhängig von den auftretenden Flussdichten und dem aktuellen Verschmutzungsgrad könnten dann die zulässigen Temperaturen überschritten werden. Unter Umständen wäre es möglich die Anlage bei mäßigen Überschreitungen bis zum Ende des Tages weiter zu betreiben und beschädigte Komponenten außerhalb der Betriebszeit auszutauschen. Eine Untersuchung der Beschichtungsdegradation bei Temperaturen von über 400°C könnte hier von Interesse sein.

Kühlluftzufuhr mit Verteilersystem:

Im Bereich der Kühlluftzufuhr gibt es einen weiteren Ansatz, der in dieser Arbeit nicht näher betrachtet werden konnte. Hier könnten mehrere Kanäle über einen Verteiler verbunden werden und mit einem einzelnen, leistungsstarken Ventilator versorgt werden. Dieses Konzept weist größere Freiheiten bei der Wahl des Ventilators auf, wodurch auch größere Druckerhöhungen möglich wären.

Zweistufiger Diffusor:

Bei der Auslegung der Kühlluftzufuhr wurde ein relativ kleiner Öffnungswinkel für den Diffusor gewählt, um über die Länge des Kanals eine ausreichende Strömungsgeschwindigkeit bereitzustellen. Ein zweistufiger Diffusor, der im hinteren, weniger stark belasteten Bereich des Kanals einen größeren Öffnungswinkel aufweist, könnte eine Minderung des Druckverlustes erzielen. Nach ersten Berechnungen sind hier potentielle Leistungseinsparungen von 10-15% möglich. Da durch den größeren Öffnungswinkel die Strömungsgeschwindigkeiten und somit die Kühlleistungen abnehmen, sind genauere Untersuchungen der Wärmeübertragung im äußeren, gering belasteten Bereichs der Reflektoren notwendig.

Genauere Untersuchung der Verschmutzungsraten:

Durch eine genauere Untersuchung der Verschmutzungsraten kann z.B. ermittelt werden, welche Reinigungsintervalle für die Sekundärreflektoren erforderlich sind. Sollte sich dabei zeigen, dass größere Verschmutzungsraten als hier angenommen auftreten, könnte eine angepasste Auslegung der Kühlung erforderlich sein.

Genauere Untersuchung der elektrischen Leistungsaufnahme:

Bei der Ermittlung der Leistungsaufnahme der aktiven Kühlung wurde von einem dauerhaften Betrieb bei 20 m/s ausgegangen. Eine genauere Betrachtung könnte zum Beispiel die tatsächlich erforderliche Leistung unter Berücksichtigung der Flusssichtverteilung im Tages- und Jahresverlauf ermitteln.

7.3 Ausblick

Nachdem in dieser Arbeit einige konstruktive Anforderungen an die Kühlelemente festgehalten wurden und eine Grobkonstruktion der tragenden Struktur durchgeführt wurde, bestehen die nächsten Schritte aus der Detailkonstruktion der jeweiligen Komponenten. Hier wird der Fokus zunächst auf der Entwicklung eines Prototyps liegen, welcher in der Synlight Anlage des DLRs in Jülich getestet werden könnte. Mit Bestrahlungsdichten von bis zu 380 kW/m^2 sind hier realistische Testbedingungen möglich. Testreihen an diesem Prototypen könnten die Ergebnisse dieser Arbeit validieren.

Literaturverzeichnis

- Azevedo, L.F.A., and E.M. Sparrow. 1985. "Natural Convection in open-ended inclined channels." *Journal of Heat Transfer* 107:893-901.
- Baehr, H. D., and K. Stephan. 2016. *Wärme- und Stoffübertragung*. Vol. 9. Auflage. Heidelberg: Springer Vieweg.
- Buck, R. 2003. "REFOS-2 Schlußbericht."
- BVES. 2017. "Fact Sheet Speichertechnologien." Bundesverband Energiespeicher. <https://www.bves.de/wp-content/uploads/2016/02/Salzschmelze-und-andere-F1%C3%BCssigkeiten-FactSheet.pdf>.
- Clar, J. 2020. "Unveröffentlichte Arbeit."
- Climate-Data.org. 2019. "Climate Data Ouarzazate." Climate-Data.org. <https://de.climate-data.org/afrika/marokko/ouarzazate/ouarzazate-29482/?amp=true>.
- Colebrook, C. F. 1939. "Turbulent flow in pipes, with particular reference to the transistion region between the smooth and rough pipe laws." *Journal of the Institution of Civil Engineers* 11:133-156.
- DEW-Stahl. 2015. "Werkstoffdatenblatt X5CrNi18-10 1.4301." Deutsche Edelstahlwerke GmbH.
- DIN-e.V. 2005. DIN 1055-4:2005-03 Einwirkungen auf Tragwerke - Teil 4: Windlasten. Berlin: Beuth-Verlag.
- Fujii, T., and H. Imura. 1972. "Natural-Convection Heat Transfer from a Plate with Arbitrary Inclination." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 15:755-764.
- Gledhill, S. 2020. Unveröffentlichtes Dokument. Freiburg: Fraunhofer ISE.
- Gnielinski, V. 1975. "Neue Gleichungen für den Wärme- und Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen." *Forsch Ing-Wes* 41:8-16.
- H., Nfaoui, and Sayigh A. 2009. Renewable energy, large project In Morocco, 500MW - Solar and wind potential at Ouarzazate region, Morocco. Morocco.
- Herwig, H., and A. Moschallski. 2014. *Wärmeübertragung*. Vol. 3. Auflage. Heidelberg: Springer Vieweg.
- Idel'Cik, I. E. 1979. Memento des pertes de charge. Paris.
- IRENA. 2019. "Renewable Power Generation Costs in 2018". Abu Dhabi: International Renewable Energy Agency.
- Kok, J. F., E. J. R. Parteli, T. I. Michaels, and D. B. Karam. 2012. "The physics of wind-blown sand and dust." *Reports on Progress in Physics* 75 (10).
- Kulichenko, N., and A. Khanna. 2013. Development of local supply chain (Vol. 2) : The missing link for concentrated solar power projects in India. Washington DC: Energy Sector Management assistance Program (ESMAP).
- Lahlou, R., P. Armstrong, B. Grange, S. Almheiri, N. Calvet, A. Slocum, and T. Shamim. 2016. "Thermal modeling of a secondary concentrator integrated with an open direct-absorption molten-salt volumetric receiver in a beam-down tower system".

- Li, L., J. Coventry, R. Bader, J. Pye, and W. Lipiński. 2016. "Optics of solar central receiver systems: a review." *Optics Express* 24 (14):A985-A1007.
- Mattox, D. M. 2010. *Handbook of physical vapor deposition (PVD) processing*: William Andrew.
- Nam, H. Y., K. Y. Lee, J. M. Kim, S. K. Chio, J. H. Park, and I. K. Choi. 2001. "Experimental study on the emissivity of stainless steel." Proceedings of the Korean Nuclear Society spring meeting, Korea, Republic of.
- Schiller, L. 1923. "Über den Strömungswiderstand von Rohren verschiedenen Querschnitts und Rauigkeitsgrades." *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik* 3:2-13.
- Schöttl, P. 2020. "Unveröffentlichtes Dokument."
- Schöttl, P., T. Zoschke, C. Frantz, Y. Gilon, A. Heimsath, and T. Fluri. 2019. "Performance assessment of a secondary concentrator for solar tower external receivers." AIP Conference Proceedings.
- Uhlig, R., A. Fernandez-García, and F. Sutter. 2016. "Thermal field and interaction of secondary reflector with absorber." *RAISELIFE Deliverable D2.1*.
- Uhlig, R., G. Hensch, and M. Söhn. 2015. Quarzglas-Fenster für Hochtemperatur-Druckreceiver in Solarturmkraftwerken. Stuttgart: DLR.
- VDI. 2006. *VDI 2087 Luftleitungssysteme - Bemessungsgrundlagen*.
- VDI. 2013. *VDI Wärmeatlas*. Vol. 11. Auflage. Heidelberg: Springer Vieweg.
- Vliet, G. C. 1969. "Natural Convection Local Heat Transfer on Constant-Heat-Flux Inclined Surfaces." *Journal of Heat Transfer* 91:511-516.
- Wolfertstetter, F., S. Wilbert, F. Terhag, N. Hanrieder, A. Fernandez-García, C. Sanso, P. King, L. Zarzalejo, and A. Ghennioui. 2019. "Modelling the soiling rate: Dependencies on meteorological parameters." 2126 (1).

Anhang 1: Anforderungsliste

Anforderungsliste			F = Forderung W = Wunsch
Sekundärreflektor			Bearbeiter: Patrick Gerkamp
Anforderungen			
F W	Nr.	Bezeichnung	Werte, Daten, Erläuterungen
	1	Funktion	
	1.1	Luftkühlung der Spiegel	
	1.2	Aufnahme von auftretenden thermischen und mechanischen Lasten	
	2	Geometrie	
W	2.2	Verwendung von Gleichteilen	
W	2.3	Möglichst geringe Spiegelblechstärke	
W	2.4	Möglichst geringer Reflexionsflächenverlust durch Spalte oder Biegeradien	
W	2.5	Möglichst ungestörte Strahlungsabgabe auf der Spiegelrückseite	
W	2.6	Möglichst ungestörte Konvektionsströmung	
W	2.7	Spiegellagerung lässt thermische Dehnungen zu	
W	2.8	Spiegelelemente können mit geringem Aufwand an die Trapezform der Reflektorsegmente angepasst werden.	
	3	Beanspruchung / Kräfte	
F	3.1	Thermische Belastung	
F	3.2	Umgebungstemperatur	40°C
F	3.3	Windgeschwindigkeit	22 m/s (in 10m Höhe)
F	3.4	Max. Spiegeltemperatur	< 400°C
F	3.5	Max. Temperatur in der tragenden Struktur	< 150°C
W	3.6	Möglichst geringe Temperatur in der tragenden Struktur	
W	3.7	Hohe mittlere Spiegeltemperatur	Für geringere thermische Verluste am Absorber
	4	Energie	
F	4.1	Kühlmedium	Luft
W	4.2	Passive Kühlung	
	5	Werkstoffe / Hilfsstoffe	
F	5.1	Korrosionsbeständig	
F	5.2	Spiegelwerkstoff	1.4301
			Blatt: 1/2

Anforderungsliste			F = Forderung W = Wunsch
<i>Sekundärreflektor</i>			Bearbeiter: Patrick Gerkamp
Anforderungen			
F W	Nr.	Bezeichnung	<i>Werte, Daten, Erläute- rungen</i>
	6	Fertigung	
F	6.1	Beschichtungsverfahren der Spiegel	<i>Sputtern</i>
F	6.2	Keine Verschweißen nach Beschichtungsauftragung	
W	6.3	Möglichst geringer Fertigungsaufwand	
W	6.4	Möglichst geringer Materialaufwand	
	7	Montage / Demontage	
W	7.1	Maximale Modulgröße	<i>3000 x 600 x 600mm</i>
W	7.2	Spiegelemente zerstörungsfrei austauschbar	
	8	Nutzung	
F	8.1	Einsatzort (beispielhaft)	<i>Ouarzazate</i>
	9	Instandhaltung	
F	9.1	Spiegelemente einzeln austauschbar	
F	9.2	Reflektorsegmente einzeln austauschbar	
			Blatt: 2/2

Anhang 2: Ergebnisse der Konzeptbewertung

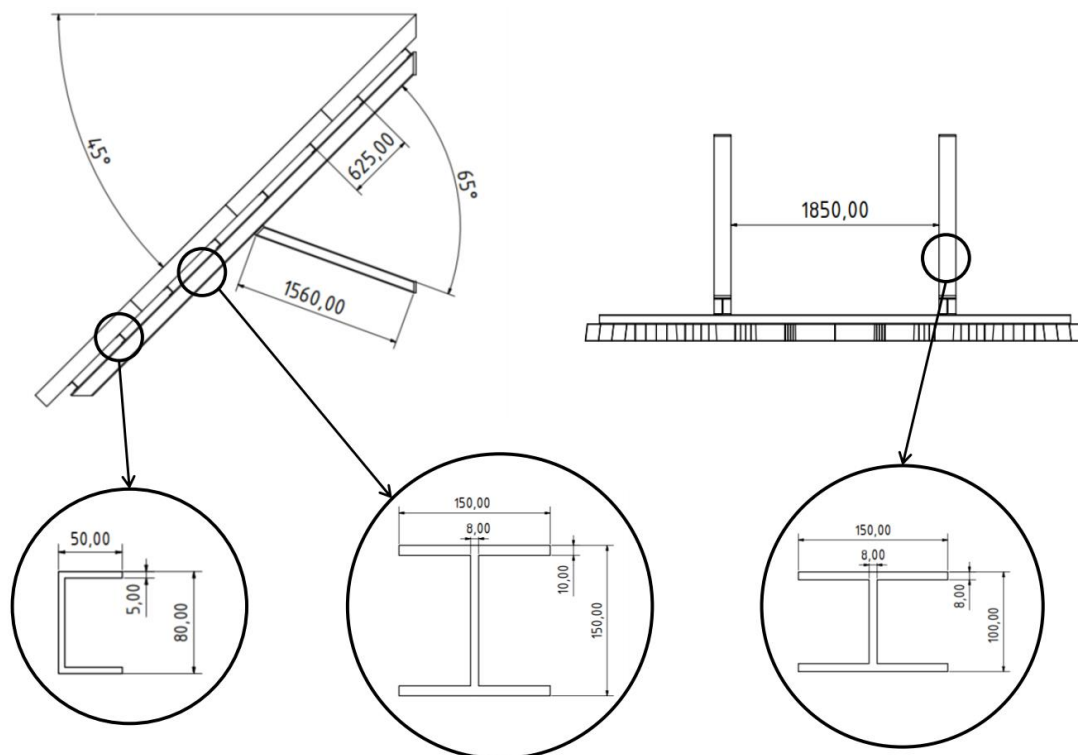
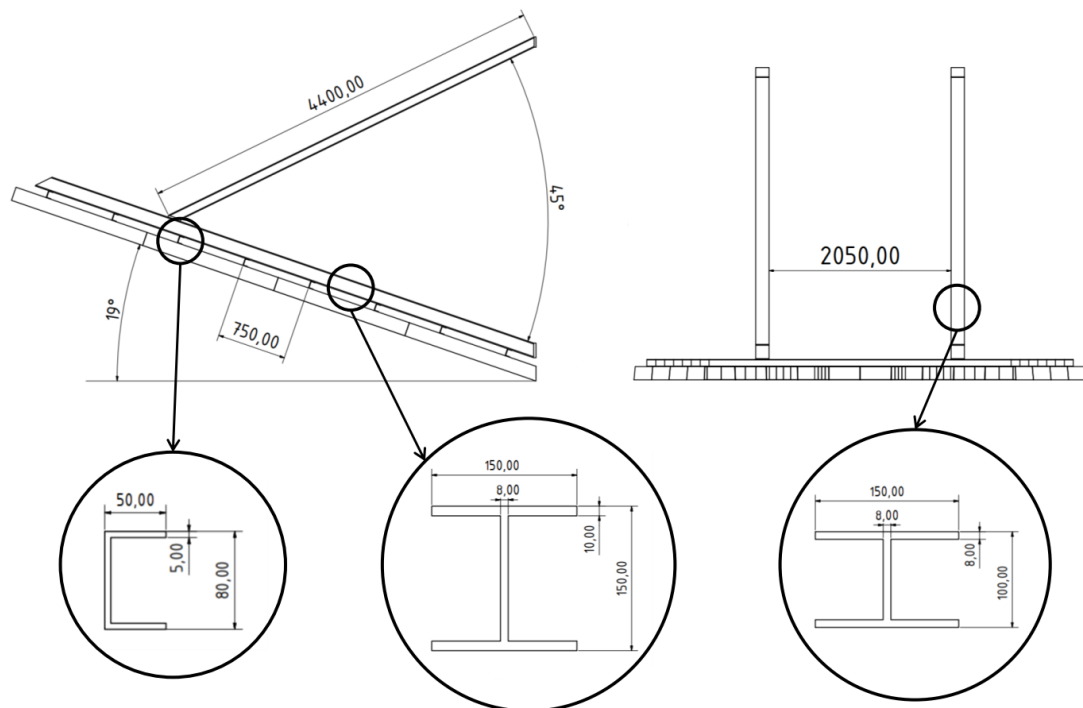
Passive Kühlung:

Merkmal	Punkte	Gewichtung	Verwendung von Gleichteilen	Spiegelblechstärke	Reflexionsflächenverlust	Reflexionswinkelabweichung der Spiegelflächen	Ungestörte Strahlungsabgabe auf Rückseite	Ungestörte Konvektionsströmung	An Trapezform anpassbar	Thermische Belastung	Windgeschwindigkeit	Max. Spiegeltemperatur	Hohe mittlere Spiegeltemperatur	Max. Temperatur in der tragenden Struktur	Geringer Fertigungsaufwand	Geringer Materialaufwand	Maximale Modulgröße	Spiegelelemente einzeln austauschbar	SUMME	Maximalwert	Technische Wertigkeit
Grundfläche	30	13	X						X						X	X	X		75	172	0,44
Rechteckig	31	14																	115	172	0,67
Trapezförmig	29	12																	82	172	0,48
Dreieckig	26	9																	79	172	0,46
Quadratisch	34	17																			
	33	16																			
	29	12																			
	48	31																			
	48	31																			
	51	34																			
	17	0																			
	39	22																			
	31	14																			
	31	14																			
	21	4																			
	44	27																			
Seitenwände				X	X		X	X		X	X	X		X	X	X	X		534	836	0,64
Vollmaterial				3	3		2	3		2	4	3		1	3	1	2		575	836	0,69
mit Ausschnitten				2	3		3	3		3	3	2		3	3	3	2		502	836	0,60
Keine				1	4		4	4		1	1	1		4	4	4	3				
Wände in Strömungsrichtung				X	X		X	X		X	X	X		X	X	X	X				
Vollmaterial				3	2		2	0		0	3	3		1	2	2	2		381	836	0,46
mit Ausschnitten				3	2		3	2		2	3	2		3	2	3	2		516	836	0,62
Keine				1	3		4	4		3	2	2		4	3	4	3		603	836	0,72
Rückseitige Wand			X	X			X	X			X	X			X	X					
Vollmaterial				2	3		0	2		4	1			3	1				314	612	0,51
mit Ausschnitten				2	3		2	3		3	2			3	3				395	612	0,65
Aus strahlungsdurchlässigem Material				1	2		3	2		2	3			1	1				316	612	0,52
Keine				3	1		4	3		1	3			4	4				414	612	0,68
Höhe des Kanals									X		X	X		X	X	X					
Zunehmend in Strömungsrichtung									0		1	3		2	2	2			98	388	0,25
Abnehmend in Strömungsrichtung									1		2	1		2	2	2			163	388	0,42
Konstant									2		3	2		2	3	3			246	388	0,63
Versteifung der Reflexionsfläche				X	X	X				X					X	X					
Kreuz- bzw. Diagonalkantung				2	3	2				3				1	3				231	376	0,61
Trapezsicke				3	1	0				3				2	3				217	376	0,58
Hohe Materialstärke				0	2	3				2				3	1				169	376	0,45
Geringe Modulgröße				3	2	3				3				2	2				242	376	0,64
Aufnahme thermischer Dehnung			X				X			X	X			X	X	X		X			
Langlöcher				3			3			3	3			2	3	3		3	485	676	0,72
Einhaken				2			2			3	2			3	2	2		3	418	676	0,62
Aufhängung über Drahtseile				1			3			3	0			4	2	3		3	396	676	0,59
Führungsschiene				1			2			3	3			3	1	2		3	422	676	0,62
Keine				3			3			0	3			2	3	3		3	392	676	0,58
Aufnahme Biegeverformung			X			X				X	X			X	X	X		X			
Sollbiegestellen				2		3				2	2			2	1	3		3	358	644	0,56
Befestigung an zwei Achsen parallel zur Biegeachse				2		3				3	2			3	3	3		3	439	644	0,68
Elastische Verbindung zur tragenden Struktur				2		3				2	2			2	1	2		3	344	644	0,53
Keine				4		0				0	3			1	3	3		3	332	644	0,52

Aktive Kühlung:

	Merkmal	Punkte	Gewichtung	Verwendung von Gleichteilen	Spiegelblechstärke	Reflexionsflächenverlust	Reflexionswinkelabweichung der Spiegelflächen	Ungestörte Strahlungsabgabe auf Rückseite	Ungestörte Konvektionsströmung	An Trapezform anpassbar	Thermische Belastung	Windgeschwindigkeit	Max. Spiegeltemperatur	Hohe mittlere Spiegeltemperatur	Max. Temperatur in der tragenden Struktur	Geringer Fertigungsaufwand	Geringer Materialaufwand	Maximale Modulgröße	Spiegelemente einzeln austauschbar	SUMME	Maximalwert	Technische Wertigkeit
		30	13	X	31	29	26	34	33	29	48	48	51	17	39	31	31	21	44			
Grundfläche										X						X	X	X				
Rechteckig		1								1					3	2	2			75	172	0,44
Trapezförmig		3								3					2	3	3			115	172	0,67
Dreieckig		2								2					2	1	1			82	172	0,48
Quadratisch		1								1					3	3	3			79	172	0,46
Seitenwände					X	X		X	X		X	X	X		X	X	X	X				
Vollmaterial					3	3		2	4		2	4	3		2	3	1	2		572	836	0,68
mit Ausschnitten					2	3		3	1		3	3	2		3	2	3	2		529	836	0,63
Keine					1	4		4	2		1	1	1		4	4	4	3		470	836	0,56
Wände in Strömungsrichtung					X	X		X	X		X	X	X		X	X	X	X				
Vollmaterial					3	2		2	0		0	3	3		1	2	2	2		381	836	0,46
mit Ausschnitten					3	2		3	2		2	3	2		3	2	3	2		516	836	0,62
Keine					1	3		4	4		3	2	2		4	3	4	3		603	836	0,72
Rückseitige Wand				X	X			X	X		X	X				X	X					
Vollmaterial					2	3		0	4			4	3			3	1			414	612	0,68
mit Ausschnitten					2	3		2	1			3	1			3	3			329	612	0,54
Aus strahlungsdurchlässigem Material					1	2		3	4			2	4			1	1			382	612	0,62
Keine					3	1		4	0			1	1			4	4			298	612	0,49
Höhe des Kanals													X	X				X				
Zunehmend in Strömungsrichtung													1	1				2		42	152	0,28
Abnehmend in Strömungsrichtung													3	3				2		110	152	0,72
Konstant													2	2				3		80	152	0,53
Versteifung der Reflexionsfläche					X	X	X				X					X	X					
Kreuz- bzw. Diagonalkantung					2	3	2				3					1	3			231	376	0,61
Trapezsicke					3	1	1				2					2	3			226	376	0,60
Hohe Materialstärke					0	2	3				3					3	1			169	376	0,45
Geringe Modulgröße					3	2	3				3					2	2			242	376	0,64
Aufnahme thermischer Dehnung				X				X			X	X			X	X	X	X				
Langlöcher					3			3			3	3			2	3	3	3		485	676	0,72
Führungsschiene					1			2			3	3			3	1	2	3		422	676	0,62
Keine					3			3			0	3			2	3	3	3		392	676	0,58
Aufnahme Biegeverformung				X			X				X	X			X	X	X	X				
Sollbiegestellen					2		3				2	2			2	1	3	3		358	644	0,56
Befestigung an zwei Achsen parallel zur Biegeachse					2		3				3	2			3	3	3	3		439	644	0,68
Elastische Verbindung zur tragenden Struktur					2		3				2	2			2	1	2	3		344	644	0,53
Keine					4		0				0	3			1	3	3	3		332	644	0,52
Lüfterposition							X						X		X							
Am Absorber							3						4		4					275	292	0,94
Am Außenrand des Reflektors							2						3		3					202	292	0,69
Mittig am Reflektor							1						3		3					185	292	0,63

Anhang 3: Maße der tragenden Struktur



Quelle: (Clar 2020)

Anhang 4: Für thermische Simulation verwendete Werte

Emissivitäten:

hochemissive Beschichtung	0,95
unbehandelte Edelstahlflächen	0,35

Wärmeübergangskoeffizienten [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]:

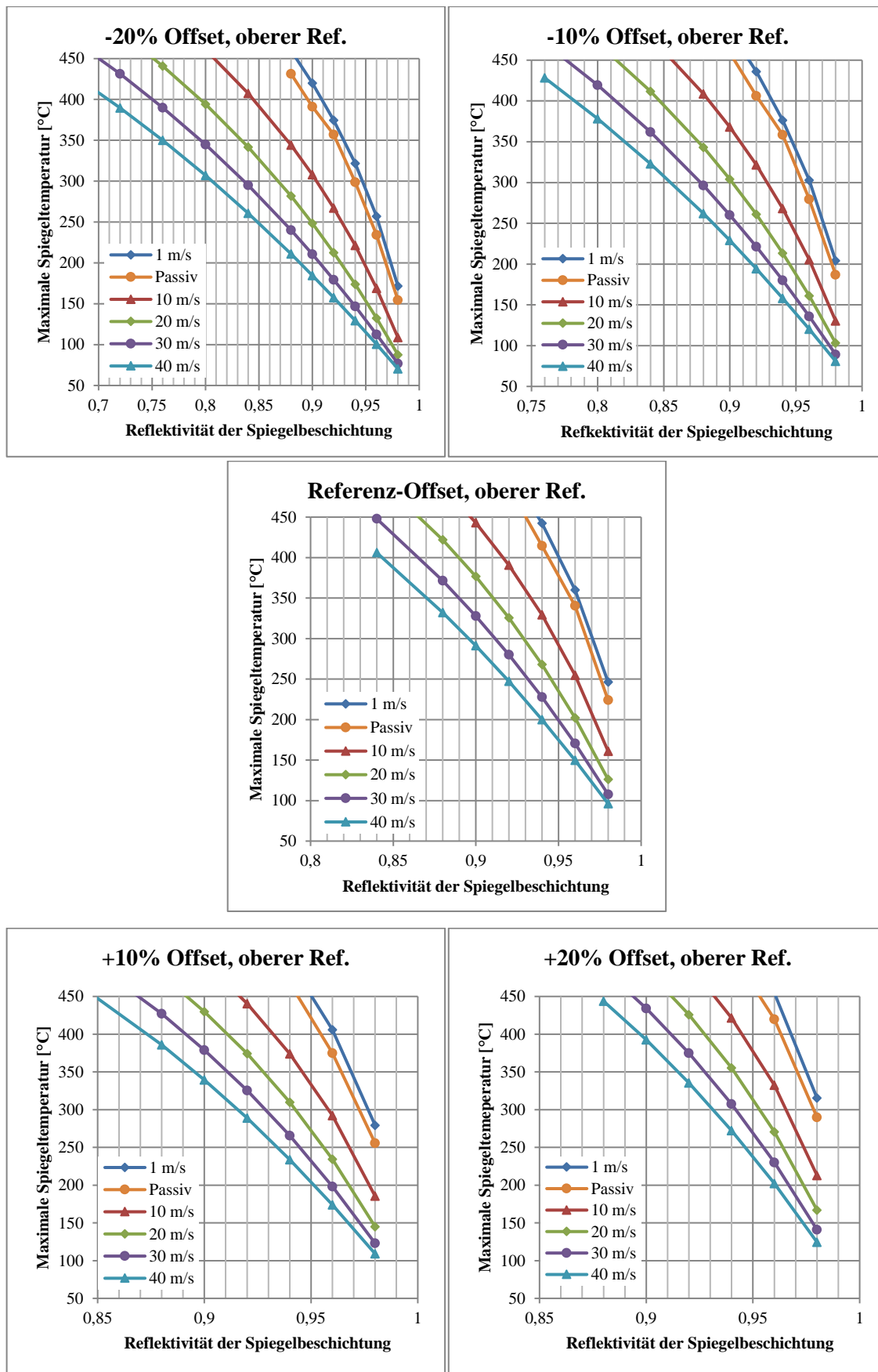
Passive Kühlung

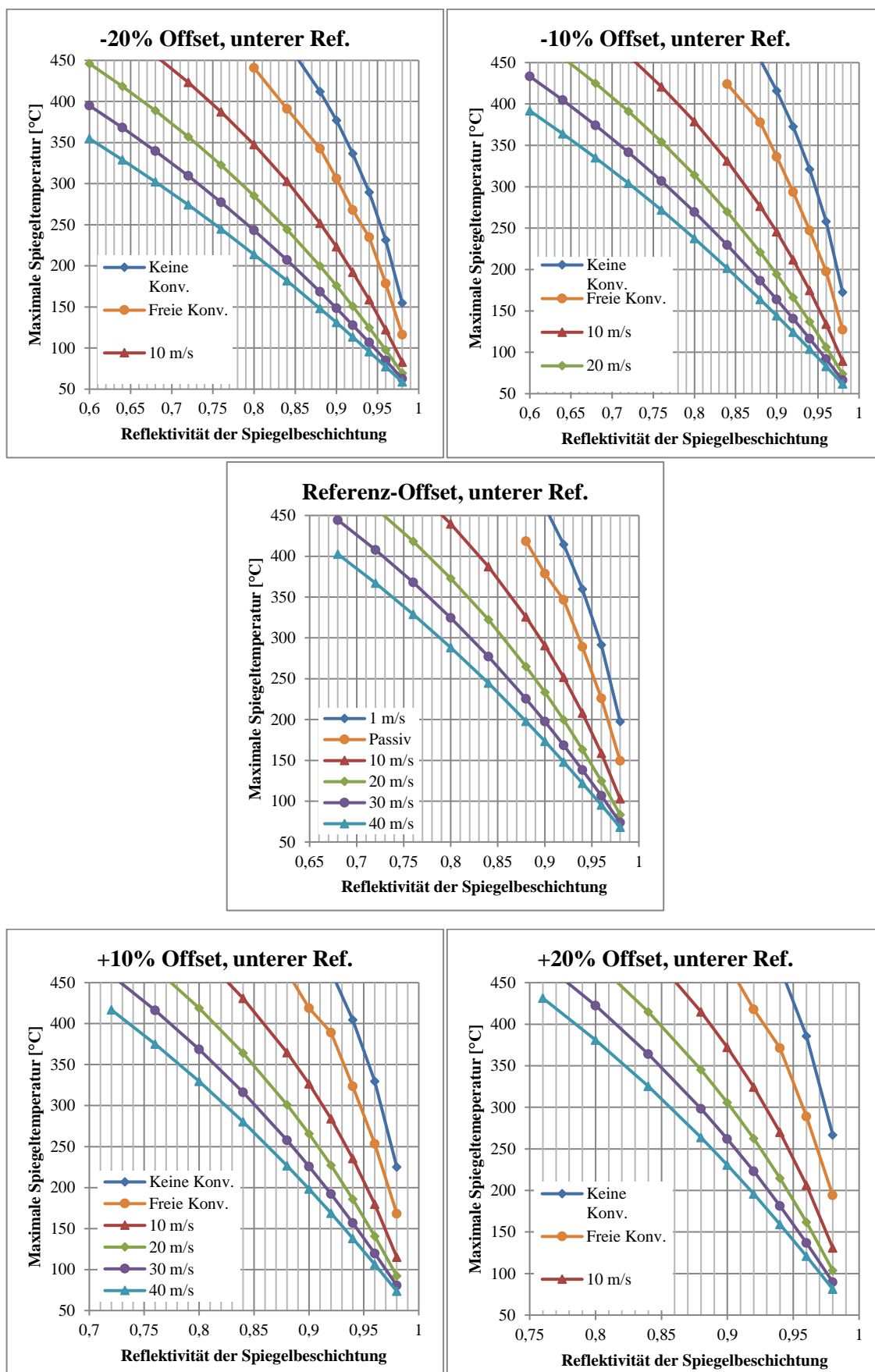
Überströmte Fläche	7
Unterströmte Fläche	5
Seitenwände	5,5

Aktive Kühlung

Strömungsgeschwindigkeit	0 m/s	10 m/s	20 m/s	30 m/s	40 m/s
Beheizte Kanalwand	5,8	32,6	56,4	78	98,5
Seitenwände und rückseitige Kanalwand	4,4	24,9	43	59,6	75,1

Anhang 5: Ergebnisse der thermischen Simulation





Anhang 6: Ventilatordatenblatt

ErP2015
EXCEEDS THE NORM

EC axial fans

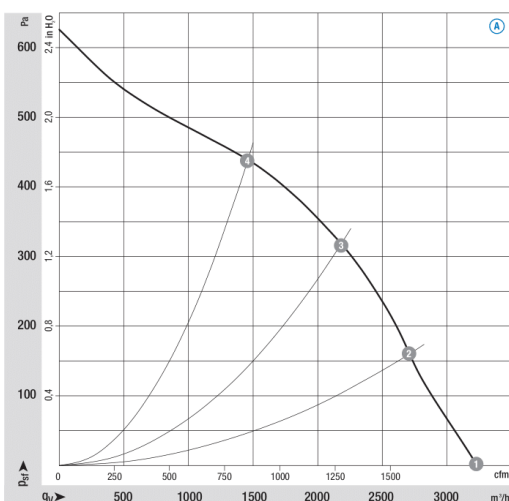
with brushless DC motor, Ø 300



- **Material:** Wall ring: PA plastic, coloured black
Impeller: PA plastic, coloured black (conforms to UL 94 HB)
- **Direction of rotation:** Clockwise, seen on rotor
- **Direction of air flow:** "V", exhaust over struts
- **Type of protection:** Motor: IP 24 KM, Electronics: IP 66 / 69 K
- **Insulation class:** "B" in accordance with EN 60335-1
- **Mounting position:** Any
- **Mode of operation:** Continuous operation (S1)
- **Bearings:** Maintenance-free ball bearings
- **Motor protection:** Overtemperature protection, reverse polarity and locked-rotor protection, load dump protection, under-voltage detection
- **EMC requirements:** VDE 0879-2, interference suppression grade 5
- **Qualified to:** DIN ISO 16750

Nominal data		Curve	Nominal voltage	Nominal voltage range	Flow rate	Speed/rpm	Input power	Current draw	Sound pressure level	Perm. amb. temp.	Mass	Electr. connection
Type	Motor		VDC	VDC	m³/h	rpm	W	A	dB(A)	°C	kg	
W3G 300-BV25 -21⁽¹⁾	M3G084-BF	A	26	16-32	3230	3930	370	14,2	77	-40...+110 ⁽²⁾	2,0	H
subject to alterations		⁽¹⁾ 24-volt variant ⁽²⁾ over + 85 °C with power derating										

Curves



Air performance measured as per: ISO 5801, Installation category A, without protection against accidental contact

	n rpm	P _e W	I A	L _{pA} dB(A)
A 1	3930	370	14,2	77
A 2	3820	408	15,7	76
A 3	3715	465	17,9	75
A 4	3615	494	19,0	77

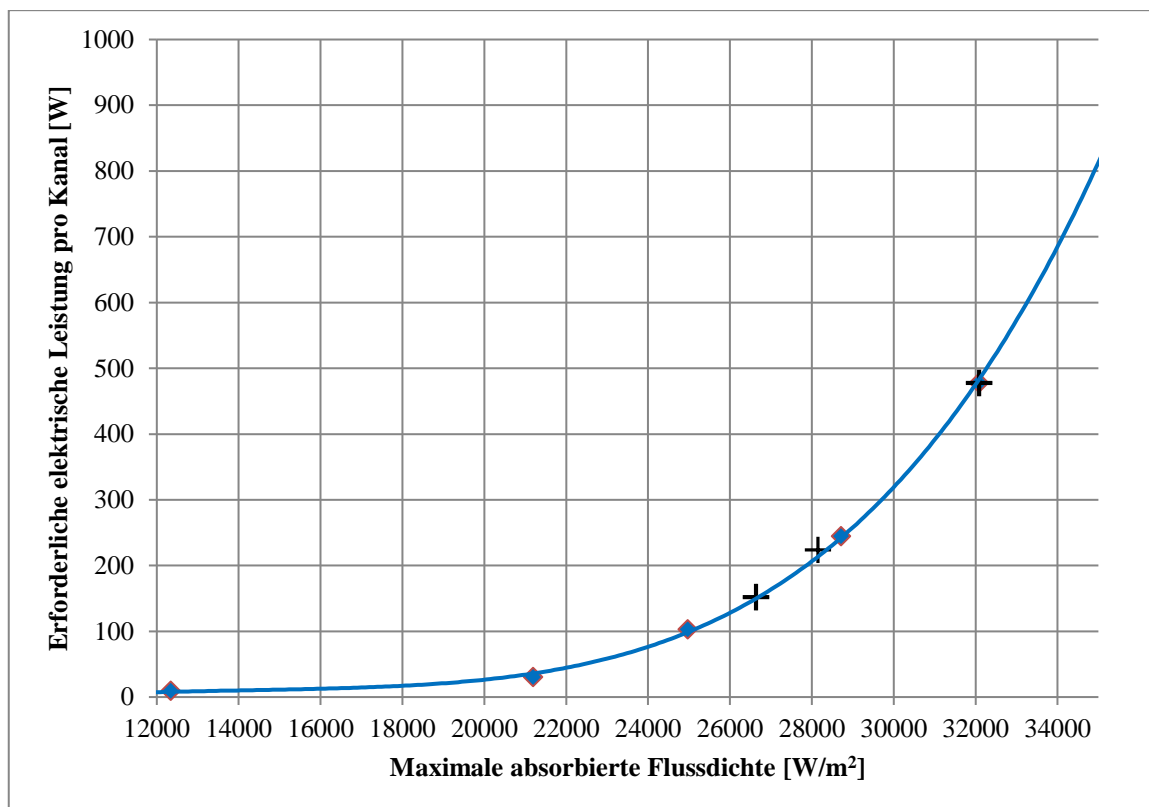
Suction-side noise levels: L_{pA} measured at 1 m distance to fan axis

The acoustic values given are only valid under the measurement conditions listed and may vary depending on the installation situation.

With any deviation to the standard setup, the specific values have to be checked and re-viewed once installed or fitted!

For detailed information see page 56 ff.

Anhang 7: Leistungskennlinie der aktiven Kühlung



Eidesstattliche Erklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Bachelorarbeit selbstständig verfasst und keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel verwendet habe.

Vorname, Name und Heimatort:

Patrick Gerkamp
Forsthövel-Rörenstraße 20
59387 Ascheberg

Ort, Datum:

Herbern, den 09.06.2020

Patrick Gerkamp